Б. А ДЕЛЕКТОРСКИЙ,
Н З. МАСТЯЕВ,
И Н ОРЛОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Под редакцией
канд. техн. наук
И. Н. Орлова



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1968

УДК 621.313.17.001

Гиродвигатель — важнейший элемент гироскопического прибора, во многом определяющий его характеристики: точность, долговечность, время готовности, габариты и пр. Приведенный в книге анализ особенностей и характеристик гиродвигателя и места его в гироприборе позволил сформулировать основные требования к нему и наметить пути их выполнения при проектировании.

В книге рассмотрены во взаимосвязи конструкция, размеры, а также механические, электрические, тепловые и другие характеристики гиродвигателя. Только на основе этого могут быть найдены решения по удовлетворению таких требований как симметрия, равножесткость конструкции, механическая стабильность, минимальные момент сопротивления и потребляемая мощность, заданное время готовности, равномерность нагрева и др. Изложены результаты исследований по выбору и расчету подшипников, аэродинамике и нагреву. Даны формулы для определения моментов сопротивления и коэффициентов теплоотдачи в различных средах, для теплового расчета и времени разбега. На основе совместного анализа приведены рекомендации по выбору конструктивной схемы, типа и основных параметров гиродвигателя — размеров, скорости вращения, рабочей среды, ее давления и пр.

Наглядно и в удобной форме изложена методика электромагнитного расчета гиродвигателя, позволяющая обеспечить в выбранном объеме требуемый номинальный момент, заданное время разбега и ряд эксплуатационных ограничений при минимальной потребляемой мощности. Приведены рекомендации, необходимые для практических расчетов асинхронных и гистерезисных гиродвигателей, которые позволяют расчетчику найти оптимальное решение для различных конкретных вариантов задания.

Книга рассчитана на широкий круг инженерно-технических работников, как непосредственно работающих над созданием гиродвигателей, так и занимающихся проектированием гироскопических приборов. Она может быть полезна также студентам электротехнических, энергетических и приборостроительных вузов при курсовом и дипломном проектировании.

Иллюстр. 96. Табл. 24. Библ. 105 назв.

Рецензент канд. техн. наук *М. Л. Ефа*

3-13-6
174-67

ПРЕДИСЛОВИЕ

Гироскопические устройства получают все бóльшее применение в технике, и уровень требований, предъявляемых к ним, постоянно возрастает. Удовлетворение этих требований невозможно без совершенствования элементов гироприбора и в первую очередь — основного (и по положению и по значению) элемента — гироскопического электродвигателя. Последний в значительной степени предопределяет все важнейшие (точность, долговечность, габариты, время готовности и др.) характеристики гироскопического прибора.

При разработке гиродвигателя должно быть обеспечено максимальное отношение кинетического момента к вредным кардановым моментам, им определяемым. Чем точнее прибор и совершеннее его конструкция, тем в бóльшей степени проявляется роль гиродвигателя не только как носителя кинетического момента, но и как существенного источника вредных моментов и погрешностей современного гироскопа. Это и объясняет то внимание, которое уделяется ныне гиродвигателю и его проектированию.

Специфика проектирования гиродвигателя связана с тем, что он представляет собой единый электромеханический комплекс с разнообразными и подчас противоречивыми требованиями. В существующей литературе практически не отражены указанные особенности гиродвигателей, отсутствует обобщение опыта, накопленного при проектировании, что затрудняет и осложняет разработку оптимальных вариантов.

Все это и побудило авторов написать работу, посвященную проектированию гироскопических электродвигателей. В книге даны основные сведения и необходимые рекомендации для расчетов асинхронных с короткозамкнутым ротором и гистерезисных гиродвигателей.

Особенности гиродвигателя определяются его местом в гироприборе и взаимосвязью их характеристик. Рассмотрение этих вопросов (глава первая) позволяет выявить требования, которые должны быть обеспечены при проектировании гиродвигателя. Глава вторая посвящена конструкции гиродвигателя, а третья и четвертая — выбору и расчету подшипников, аэродинамике и нагреву. Внимание, которое уделено указанным проблемам в книге, связано с тем, что они имеют для гиродвигателя существенно бóльшее значение и решаются в ином плане, чем для обычных электродвигате-

лей. В главе пятой подробно рассмотрены характеристики наиболее используемых — асинхронных и гистерезисных — электродвигателей и дано их сравнение с точки зрения применения в гироскопии. Совместный анализ механических, электрических и тепловых характеристик гиродвигателя дает возможность обоснованно подойти к его проектированию: выбрать габариты, скорость вращения, рабочую среду и ее давление (глава шестая).

Методика проектирования построена так, чтобы при заданных габаритах или кинетическом моменте обеспечить требуемые номинальный момент, время разбега и необходимые эксплуатационные характеристики гиродвигателя при максимальном коэффициенте полезного действия. Такая постановка задачи заставляет отказаться от общепринятого расчета двигателей по электромашинной постоянной и электромагнитным нагрузкам и избрать специфический метод электромагнитного расчета гиродвигателей (главы седьмая — десятая). Необходимые для практических расчетов рекомендации получены на основе обобщения опыта проектирования и результатов расчетов на ЭВМ.

В книге дан общий метод подхода к проектированию. Знание основных принципиальных путей решения задачи позволит читателю, пользуясь приведенными материалами, найти оптимальное решение и для различных конкретных случаев.

Авторы искренне признательны рецензенту канд. техн. наук М. Л. Еффе и всем товарищам, прочитавшим книгу в рукописи, за полезные замечания и советы.

Авторы будут благодарны за все замечания по существу затронутых вопросов и по методике их изложения и просят сообщить их по адресу: Москва, К-51, Петровка, 24, Издательство «Машиностроение».

Глава первая

Гиродвигатель в гироприборе

1.1. СВОЙСТВА ГИРОСКОПА, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ

Гироскоп представляет собой быстро вращающийся маховик, укрепленный в устройстве, обеспечивающем поворот оси вращения маховика относительно основания, на котором он установлен. Наиболее известным таким устройством является карданов подвес, состоящий из двух рамок *3* и *4* (рис. 1.1). Ось вращения маховика z называется *главной осью* гироскопа или *осью фигуры*. Оси вращения рамок x и y пересекаются в одной точке и перпендикулярны друг другу. Маховик вместе с двигателем, приводящим его во вращение, называется *гиродвигателем* (ГД).

Рис. 1.1. Принципиальная схема трехстепенного гироскопа:

1—корпус; *2*—маховик; *3*—внутренняя карданова рамка; *4*—наружная карданова рамка; *5*—индикатор поворота внутренней рамки; *6*—индикатор поворота внешней рамки

Как известно, если к одной из осей гироскопа, например x, приложить момент вращения M_x, то возникает вращение рамки не вокруг этой оси, как для обычных тел, а вокруг перпендикулярной оси y. Поворот рамки *4* вокруг оси y под действием момента M_x называется *прецессией* гироскопа. Направление и величина скорости прецессии определяются известным уравнением

$$\overline{M}=[\overline{H}\times\overline{\omega}]. \qquad (1.1)$$

Если оси гироскопа взаимно перпендикулярны, то уравнение (1.1) для скорости прецессии можно записать более просто:

$$\omega_y=\frac{M_x}{H}\cdot 10^5, \qquad (1.2)$$

где M_x — момент внешних сил в $н \cdot см$;

$H = J\Omega$ — кинетический момент маховика в $\frac{г \cdot см^2}{сек}$;

J — момент инерции маховика относительно оси вращения z в $г \cdot см^2$;

Ω — угловая скорость его вращения в $1/сек$;

ω_y — угловая скорость прецессии гироскопа вокруг оси y в $1/сек$.

Указанное свойство гироскопа является обратимым. Если внешнюю рамку гироскопа вращать с угловой скоростью ω_y, то возникает гироскопический момент M_x. Направление этого момента определяется по уравнению (1.1): момент стремится совместить главную ось z гироскопа с осью y по кратчайшему пути.

Оси x и y равноправны. При приложении момента вращения по оси x возникает прецессия вокруг оси y и, наоборот, при действии момента по оси y возникает прецессия вокруг оси x. Прецессионное движение оси ротора гироскопа является безынерционным: при исчезновении момента внешних сил перемещение его оси мгновенно прекращается.

Следствием основного свойства гироскопа — прецессировать в перпендикулярном направлении под действием внешнего момента — является то, что он стремится сохранить постоянство направления оси вращения маховика в абсолютном (инерциальном) пространстве. Если внешний момент $M_x = M_y = 0$, то скорость прецессии $\omega_x = \omega_y = 0$ и положение оси ротора гироскопа неизменно. Но если даже на гироскоп и воздействует вредный момент, то скорость поворота его главной оси в тысячи и сотни тысяч раз меньше, чем это было бы при том же моменте, приложенном к неподвижному маховику.

На этих особенностях — возникновении гироскопического момента при наличии угловой скорости поворота корпуса и устойчивости маховика в абсолютном пространстве — и основано широкое использование гироскопов в технике.

Свойство устойчивости оси ротора гироскопа используется в гироприборах, измеряющих угловое перемещение объекта. Если каким-либо способом, например, визуально по шкалам индикаторов *5* или *6* (см. рис. 1.1) измерять угловое перемещение рамок относительно друг друга и корпуса, то при различных поворотах объекта (а значит, и корпуса гироскопа) можно получить данные о его угловом положении относительно неподвижной в пространстве оси ротора. Гироскоп, изображенный на рис. 1.1, может измерять положение объекта только относительно осей x и y. Для измерения поворота объекта относительно оси z необходимо иметь еще один гироскоп, установленный на объекте под углом 90° к первому.

На рис. 1.1 показан гироскоп положения — гироскоп с тремя степенями свободы: одна степень вращения ротора и две — рамок. Если наружную рамку *4* закрепить неподвижно относительно кор-

пуса *1*, то получим гироскоп с двумя степенями свободы. Он может измерять поворот своего корпуса только относительно оси x. Для ориентации объекта в пространстве необходимо иметь уже три таких двухстепенных гироскопа, установленных на платформе перпендикулярно друг другу.

Для измерения углов поворота оси ротора на корпусе и рамках гироскопа устанавливаются специальные датчики угловых перемещений. Имеются также датчики моментов, которые создают моменты относительно осей рамок. Они служат для установки гироскопа в исходное положение и для его корректировки в процессе работы. Гиродвигатель вместе с внутренней кардановой рамкой и укрепленными на ней датчиками называют *гироузлом* *.

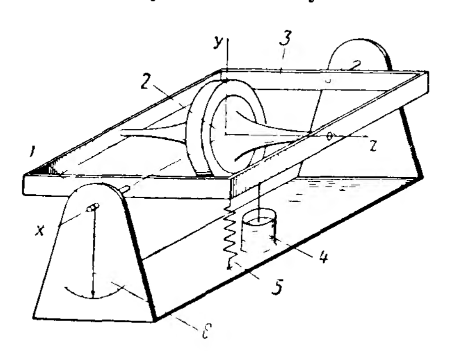


Рис. 1.2. Принципиальная схема двухстепенного скоростного гироскопа:

1—корпус; *2*—маховик; *3*—рамка; *4*—демпфер; *5*—пружина; *6*—указатель угловой скорости объекта относительно оси y

На использовании гироскопического момента основаны гироприборы для измерения угловых скоростей и ускорений. Если корпус гироскопа (рис. 1.2) вместе с объектом поворачивается вокруг оси y с угловой скоростью ω_y, то вокруг оси x возникает гироскопический момент M_x, определяемый по (1.2). Этот момент уравновешивается и измеряется пружиной *5*. Угол отклонения рамки *3* пропорционален гироскопическому моменту и, следовательно, угловой скорости объекта ω_y. Колебания рамки успокаиваются демпфером *4*. Приборы такого типа называются *скоростными гироскопами* или *датчиками угловых скоростей* (ДУС). Датчик угловых скоростей, показанный на рис. 1.2, построен на основе двухстепенного гироскопа и измеряет угловую скорость объекта только относительно оси y. Для измерения угловых скоростей относительно других осей необходимо еще два таких гироскопа.

Если в гироскопе, изображенном на рис. 1.2, отсутствует пружина, но применен достаточно эффективный демпфер, то при повороте объекта под действием гироскопического момента рамка поворачивается вокруг оси x со скоростью, пропорциональной угловой скорости объекта. Измеряемый при этом датчиком угла *6* угол поворота рамки будет уже пропорционален интегралу по времени от скорости объекта ω_y, т. е. его угловому перемещению. Такой гироскоп называют *интегрирующим*.

---

* Так как в данной книге не рассматриваются датчики моментов и положений, то в дальнейшем под гироузлом будем понимать узел гиродвигателя совместно с внутренней рамкой.

Мы рассмотрели примеры гироскопов, реагирующих либо на изменение положения, либо на угловую скорость их корпуса (объекта). Те же свойства гироскопа лежат и в основе прибора, реагирующего на ускорения. Таким прибором является *интегратор линейных ускорений* (рис. 1.3). Ось вращения x внутренней рамки 3 не пересекается с наружной осью y, а центр масс гироузла находится на пересечении оси фигуры z, оси симметрии x_1 внутренней рамки и оси y наружной рамки 4. Центр масс наружной рамки лежит на ее оси. Если теперь на центр масс гироузла действует линейное ускорение по оси y (в частном случае ускорение поля Земли), то возникает момент относительно оси x, пропорциональный ускорению (или его проекции на ось y) — $\ddot{y}$, а также массе гироузла и расстоянию центра его масс от оси внутренней рамки. Под действием этого момента внешняя рамка 4 прецессирует вокруг оси y. Угловая скорость прецессии подчиняется закону (1.2) и пропорциональна ускорению $\ddot{y}$, а угол поворота рамки — интегралу от $\ddot{y}$, т. е. линейной скорости объекта вдоль оси y. В приборе измеряется угол поворота внешней рамки, поэтому он и называется интегратором ускорений. Если на платформе, ориентированной с помощью гироскопов положения, имеются три таких интегратора со взаимно перпендикулярными осями внешних рамок, то в любой момент времени известно направление и величина вектора линейной скорости объекта.

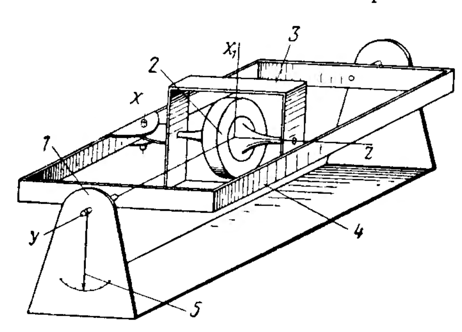


Рис. 1.3. Принципиальная схема гироскопического интегратора линейных ускорений:

1—корпус; 2—маховик; 3—внутренняя рамка; 4—наружная рамка; 5—указатель линейной скорости объекта по оси y

Приведенные примеры применения гироскопа являются частными случаями использования общего закона, а конкретное назначение прибора определяется лишь видом внешних связей, приложенных к рамке гироскопа. Так, уравнение движения внутренней рамки в общем случае записывается следующим образом:

$$J_x \frac{d^2\alpha_x}{dt^2} + k_{\text{д}} \frac{d\alpha_x}{dt} + k_{\text{пр}}\alpha_x + H \frac{d\alpha_y}{dt} = M_0. \qquad (1.3)$$

В зависимости от соотношения коэффициентов этого уравнения и получаем тот или иной гироскоп. Для повышения точности во всех гироскопах стремятся иметь $J_x \approx 0$. Примем, что внешние моменты отсутствуют, т. е. $M_0 = 0$. Тогда, если нет демпфера ($k_{\text{д}} = 0$)

и противодействующей пружины ($k_{пр}=0$), получим уравнение свободного гироскопа, измеряющего отклонение

$$H\frac{d\alpha_y}{dt}=0 \qquad (1.3а)$$

и, следовательно, $\alpha_y=\mathrm{const}$, т. е. гироскоп не меняет своего положения в пространстве.

При $k_д\approx 0$ (мало демпфирование) имеем скоростной гироскоп:

$$\left.\begin{aligned} &k_{пр}\cdot\alpha_x+H\cdot\frac{d\alpha_y}{dt}=0 \\ \text{и}\quad &\alpha_x=-\frac{H}{k_{пр}}\cdot\frac{d\alpha_y}{dt}=-\frac{H}{k_{пр}}\cdot\omega_y. \end{aligned}\right\} \qquad (1.3б)$$

При отсутствии пружины ($k_{пр}\approx 0$) и сильном демпфировании ($k_д>0$) получаем интегрирующий гироскоп:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d\alpha_x}{dt}=-\frac{H}{k_д}\cdot\frac{d\alpha_y}{dt}=-\frac{H}{k_д}\,\omega_y \\ \text{и}\quad &\alpha_x=-\int_0^t\frac{H}{k_д}\cdot\omega_y dt. \end{aligned}\right\} \qquad (1.3в)$$

Если внешний момент $M_0\neq 0$ и определяется ускорением $M_0=k_0\cdot\ddot{y}$, а демпфер и пружина отсутствуют, то получаем интегратор линейных ускорений:

$$\left.\begin{aligned} &H\frac{d\alpha_y}{dt}=k_0\cdot\ddot{y} \\ \text{и}\quad &\alpha_y=\int_0^t\frac{k_0}{H}\,\ddot{y}dt. \end{aligned}\right\} \qquad (1.3г)$$

Рассмотренные примеры — только часть возможных применений гироскопов. Существует значительное количество различных типов гироприборов [1.7], [1.9]. Практическое применение гироскопических устройств все более и более расширяется. Продолжается процесс создания и развития новых гироприборов.

В связи с различными областями применения внешние условия эксплуатации гироскопов крайне разнообразны. Если судовые гироскопы могут иметь значительные габариты и работают в условиях сравнительно узкого диапазона температур, низких вибрационных, линейных и ударных перегрузок, то миниатюрные гироскопы баллистических ракет и снарядов имеют обычно очень широкий диапазон изменения температур (порой до 150° С), а также очень высокие уровни перегрузок (до нескольких сотен g). В некоторых случаях влажность окружающей среды соответствует тро-

пической, а в некоторых — существенны запыленность, взрывоопасность и радиоактивность. Чем жестче внешние условия работы гироскопов, тем труднее достичь их высокой точности и, как правило, приборы с максимальными требованиями, определяемыми внешними условиями, — это низкоточные приборы. Наиболее прецизионные приборы предназначены обычно для сравнительно узких диапазонов характеристик внешних условий.

1.2. ВЛИЯНИЕ ГИРОДВИГАТЕЛЯ НА ТОЧНОСТЬ ПРИБОРА

Как и любой прибор, гироскоп оценивается в первую очередь по его статической и динамической точности. Причины появления ошибок гироскопа связаны с наличием паразитных моментов вокруг осей вращения его рамок. Они могут быть проанализированы по уравнению (1.3). Различные типы возмущений, приложенные к рамкам в виде моментов [при этом член в правой части (1.3) не равен нулю], вызовут их колебания и угловые перемещения. В установившемся режиме работы характер изменения скорости прецессии рамок будет точно повторять характер изменения возмущающих кардановых моментов. При наличии паразитного карданова момента $M_0 = M_к$ уравнение (1.3а) для гироскопа положения запишется следующим образом:

$$H \cdot \Delta\omega_y = \pm M_k,$$

и его прецессия

$$\Delta\omega_y = \pm \frac{M_к}{H} \cdot 10^5 \left(\frac{1}{сек}\right) = \pm 2{,}06 \cdot 10^{10} \frac{M_к}{H} \frac{град}{час}. \quad (1.4а)$$

Следовательно, ось гироскопа уже не неподвижна, а «уходит», поворачиваясь в абсолютном пространстве. Именно статической погрешностью (скоростью ухода) гироскопов в свободном состоянии * обычно оценивается их качество и уровень развития всей гироскопической техники.

Аналогично и для скоростного гироскопа вместо (1.3б) получим:

$$k_{пр}\alpha_x + H \cdot \omega_y = \pm M_к$$

и

$$\omega_y = -\frac{k_{пр}}{H}\alpha_x \pm \frac{M_к}{H} = \omega_п \pm \Delta\omega_y, \quad (1.4б)$$

где ω_y — истинная угловая скорость;
$\omega_п$ — угловая скорость по прибору;
$\Delta\omega_y$ — ошибка измерения скорости.

Эта ошибка численно равна опять-таки некоторой условной

---

* В статические ошибки гироскопа входят также ошибки датчиков угла и момента. Так как в данной книге датчики не рассматриваются, то и их погрешности здесь не учитываются.

скорости ухода под действием момента $M_к$. Можно показать, что и для других типов гироскопов статическая ошибка определяется аналогично. Одинаковая запись для статической ошибки гироскопа независимо от его типа и физической сущности измеряемой величины является следствием того, что во всех гироскопах использовано одно и то же его свойство — появление гироскопического момента при наличии угловой скорости или возникновение угловой скорости при приложении момента.

Точность прибора тем выше, чем больше отношение кинетического момента к суммарному карданову моменту. При оценке точности современного гироскопа постоянные по величине и знаку кардановы моменты не рассматриваются. При неизменном кинетическом моменте создаваемая ими ошибка постоянна и может быть скомпенсирована в гироприборе при его регулировке подобно тому, как устанавливается нуль электроизмерительного прибора. Опасность представляют переменные кардановы моменты, которые делятся [1, 13] на систематические и случайные. *Систематический момент* может быть измерен и скомпенсирован либо в самом приборе, либо в системе, которую прибор обслуживает. Компенсация основана обычно на предварительном знании действующих условий: ускорения, температуры или вибрации. Случайные изменения, которые невозможно предсказать, будут вызывать некомпенсируемые моменты. Разность между общим систематическим моментом, ожидаемым для данной ситуации, и общим измеренным моментом составляет *случайный момент*. Случайные ошибки компенсировать невозможно и можно лишь предусматривать меры по их устранению. Именно ошибки, связанные со случайными кардановыми моментами, и определяют прежде всего точность гироприбора. Уменьшение и устранение случайных моментов — важнейшая задача, решаемая в гироскопии. Чтобы представить себе, с какими величинами этих моментов имеет дело современная гироскопия, оценим суммарный карданов момент, вызывающий дрейф не более 10^{-1} *град/час*. Оказывается, что при реальных кинетических моментах современных гироскопов в 10^5—10^6 *г·см²/сек* суммарный карданов момент должен быть не более $5\cdot(10^{-7}$—$10^{-6})$ *н·см*. Такой момент равноценен моменту от смещения вдоль оси горизонтально вращающегося маховика массы в 5 *г* на расстояние 1—0,1 *мк*.

Рассмотрим подробней основные причины появления кардановых моментов и в первую очередь связь их с основным элементом прибора — гиродвигателем. Это необходимо потому, что иначе невозможно разумно выдвинуть требования к ГД и наметить пути их реализации.

Одним из основных возмущающих моментов является момент трения в опорах карданова подвеса. Для его снижения необходимо уменьшать вес гироузла и выбирать опоры высокого класса точности с минимальным трением. Наиболее радикальное средство для уменьшения момента трения в опорах — применение так называе-

мых *поплавковых* гироскопов*. В поплавковом гироскопе (рис. 1.4) гидродвигатель *6* помещен в герметезированной внутренней рамке *3* — поплавке. Полость корпуса *1* прибора залита жидкостью. Если средний удельный вес гироузла выбрать равным удельному весу жидкости, то гироузел взвешен в жидкости и не оказывает радиального давления на опоры внешней рамки. Если к тому же взвешена внешняя рамка, то разгружены и опоры корпуса. В этих условиях при любых внешних перегрузках усилия, испытываемые опорами, практически устраняются, что дает возможность применять в качестве элементов, центрирующих гироузел, деликатные опоры на камнях и нити. Так на рис. 1.4 гироузел центрирован относительно внешней рамки *4* посредством тонкой «безмоментной» нити и может свободно поворачиваться вокруг оси x. Внешняя рамка, представляющая собой полое кольцо, центрирована относительно корпуса с помощью аналогичной нити *5*, позволяющей рамке поворачиваться относительно оси y. В корпусе укреплены датчик угла *2*, измеряющий углы поворота рамок, и датчик момента *7*, который создает моменты относительно кардановых осей для компенсации постоянного ухода.

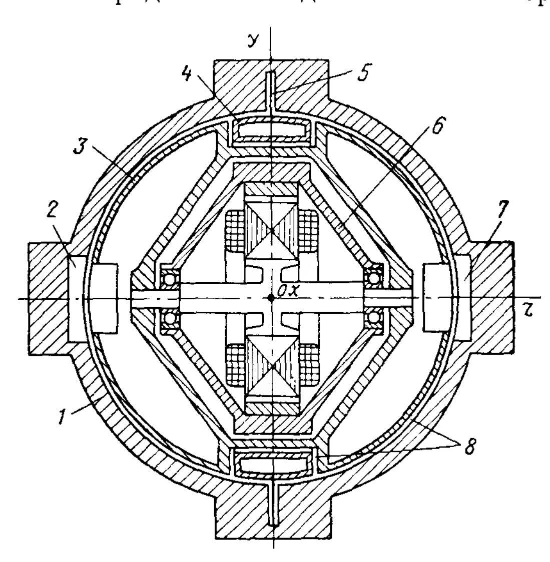


Рис. 1.4. Принципиальная конструктивная схема поплавкового трехстепенного гироскопа:

1—корпус; *2*—датчик положеиия, измеряющий углы поворота виутреиией рамкн относительио осей x н y; *3*—внутренняя поплавковая рамка; *4*—внешняя поплавковая рамка; *5*—иить, цеитрирующая виешиюю рамку; *6*—гиродвигатель; *7*—датчик момеита отиосительно осей x и y; *8*—пространство, заполненное гироскопической жидкостью

На рис. 1.5 показана конструкция современного поплавкового двухстепенного гироскопического прибора, который при желании может быть как скоростным, так и интегрирующим. Роль демпфера выполняет вязкая жидкость в малом зазоре между цилиндрическим гироузлом *6* и корпусом *1*. Вязкость жидкости в интегрирующем гироскопе должна быть значительно больше, чем в скоростном. Гироузел центрируется на опорах скольжения. Расширение жидкости компенсируется сильфоном *4*. Для обеспечения постоян-

* Поплавковый гироскоп был предложен в 1945 г. Л. И. Ткачевым.

ства выталкивающей силы жидкости применена система регулирования ее температуры.

Появление поплавковых приборов* позволило за счет гидростатической разгрузки опор значительно снизить вредные кардановы моменты и заметно увеличить (на один—два порядка [1, 8]) точность приборов.

Кроме момента трения в опорах большое влияние могут оказывать также и моменты в других трущихся элементах прибора —

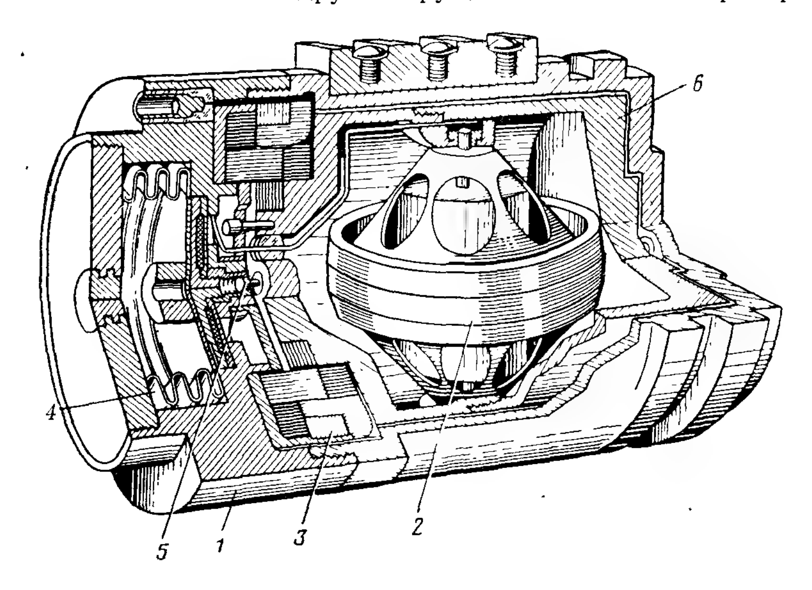


Рис. 1. 5. Поплавковый двухстепенный гироскоп:

1—корпус; 2—гиродвигатель; 3—электромагнитный датчик угла и момента; 4—сильфон; 5—карданова опора; 6—поплавок

потенциометрах, точечных и скользящих токосъемниках. В конструкциях последних лет для уменьшения момента трения вместо потенциометров применяют бесконтактные датчики угла. Момент от токоподводов пропорционален их жесткости. Последняя пропорциональна сечению, а следовательно, току ГД и потребляемой им мощности.

Другой причиной появления карданова момента является смещение центра масс гироузла относительно центра подвеса или несбалансированность прибора. При сборке гироузел балансируется относительно центра подвеса, причем точность балансировки при современных средствах достаточно высока. Остаточная несбалансированность представляет собой систематическую ошибку, которая может быть учтена. Значительно бо́льшую опас-

* Гироскопы без жидкости в отличие от поплавковых или «жидкостных» иногда называют «сухими».

ность представляют случайные смещения центра масс в течение эксплуатации. Они могут иметь место даже за период одного запуска при изменении режима работы или внешних условий. Смещение центра масс возникает, например, по оси z внутренней рамки в несимметричной конструкции ГД (рис. 1.6) за счет «раскрытия» колокола ротора под действием центробежных сил.

Рис. 1.6. К пояснению эффекта «раскрытия» маховика и односторонних путей отвода тепла (стрелками показаны пути отвода тепла)

1—маховик; *2*—внутренияя карданова рамка

Аналогичный эффект смещения центра масс имеет место и за счет несимметричных температурных деформаций при несимметричном расположении источников тепла или теплоотводов. Так при включении несимметричного ГД (см. рис. 1.6) за счет неравенства теплопередачи правая половина нагреется больше, чем левая, произойдет ее бо̀льшее расширение и центр масс сместится. Тогда при действии на ГД ускорения, например, в плоскости чертежа, возникнет вредный момент вокруг оси, перпендикулярной этой плоскости. Смещение центра масс при изменении температуры может быть даже у ГД симметричной конструкции при разной жесткости двух его половин в осевом направлении. Температурные деформации возникают при всяком изменении теплового режима: температуры внешней среды, распределения потерь между элементами прибора, включении и выключении ГД, колебаниях потреблемой им мощности.

Смещение центра масс возникает также за счет неравножесткости элементов гироскопа по различным осям. Под действием какой-либо силы (внешней инерциальной, сил от вибрации или от изменения температуры) за счет разной упругой податливости элементов центр масс гироскопа смещается, причем в общем случае не в направлении силы. Угол между направлением силы и смещением зависит от соотношений жесткостей гироскопа по различным направлениям. Смещение центра масс и карданов момент от неравножесткости вокруг оси какой-либо рамки максимальны тогда, когда нагрузка действует в плоскости оси другой рамки и оси маховика под углом в 45° к этим осям. Чем больше абсолютное значение жесткостей по трем взаимно перпендикулярным осям, меньше разность между ними и меньше перегрузки, тем меньше смещение центра масс и карданов момент [1.5].

Наименьшей жесткостью в приборе обладают обычно подшипники и крышки ГД, поэтому на гиродвигатель ложится наиболь-

шая доля ошибок от неравножесткости современного гироскопа. Даже при отсутствии внешних перегрузок момент от неравножесткости порой составляет существенную величину только под действием веса ГД и его собственных вибраций, возникающих из-за динамической несбалансированности, неточной геометрии подшипников и вибрационных электромагнитных сил.

К этому же типу моментов можно отнести момент от статической и динамической несбалансированности, имеющий место даже в гироскопе, равножестком в перпендикулярных направлениях. Он возникает потому, что всякое усилие (даже радиальное), действующее на подшипники главных опор, вызывает смещения как в радиальном, так и в осевом направлениях. Если правая и левая половины ГД неравножестки в осевом направлении, то радиальная нагрузка вызовет результирующее осевое перемещение в сторону половины ГД с меньшей жесткостью [1.2].

Мы рассмотрели только некоторые из факторов, определяющих появление кардановых моментов и точность гироскопа. В табл. 1.1 приведена систематизация кардановых моментов. Часть указанных здесь моментов относится к «сухому» гироскопу, часть — к поплавковому, а часть — к тому и другому.

Таблица 1.1

Кардановы моменты и связь их с гиродвигателем

Источники кардановых моментов	Связь моментов с гиродвигателем
СИСТЕМАТИЧЕСКИЕ МОМЕНТЫ	
Чувствительные к ускорению	
Несовпадение центра подвеса и центра плавучести гироузла из-за неточной геометрии поплавка и неравенства плотности жидкости плотностям элементов, несимметричных относительно оси подвеса	При изменении нагрева ГД изменяется момент воздействия жидкости на поплавок
Температурные градиенты в жидкости, вызывающие конвекционные токи	Зависит от несимметрии тепловых потоков ГД
Упругие несимметричные температурные деформации	Зависит от нагрева ГД и особенно проявляется при его запусках
Первоначальная несбалансированность рамки	Определяется массой гироузла и точностью взвешивания поплавка, зависящей от несимметрии тепловых потоков ГД
Пространственная неравножесткость	Зависит от массы ГД и его собственных вибраций

Продолжение

Источники кардановых моментов	Связь моментов с гиродвигателем
Нечувствительные к ускорению	
Упругие моменты в торсионах, центрирующих нитях, токоподводах ленточного типа, а также реактивные моменты датчиков угла и аэростатических опор	Момент в токоподводах зависит от потребляемой ГД мощности, а моменты в опорах — от массы ГД
Взаимодействие внешних магнитных полей с магнитными материалами рамок и магнитных полей элементов рамок с магнитными и электропроводными материалами корпуса прибора	Влияет изменение напряжения питания и тока ГД
Неперпендикулярность главной оси гироскопа осям его рамок	Зависит от равномерности вращения маховика в течение одного оборота
Гидродинамическое трение поплавка о жидкость	Определяется размерами гироузла и точностью поддержания температуры жидкости
СЛУЧАЙНЫЕ МОМЕНТЫ	
Нестабильность балансировки, вызываемая неупругими деформациями и износом шарикоподшипников ГД	Проявляется из-за температурных циклов при запусках ГД и нестабильности его мощности
Трение в кардановых опорах, потенциометрах, точечных и скользящих токосъемниках	Влияет масса гироузла, потребляемая ГД мощность и ее стабильность
Гистерезис в упругих опорах или токоподводах	Помимо всего прочего, зависит от стабильности температурного режима
Трение поплавка о жидкость, связанное с возникновением пузырьков и загрязнением жидкости	Определяется и абсолютным нагревом, и значительными температурными циклами

Каждый из отнесенных к систематическим моментам, естественно, имеет и случайную составляющую. В табл. 1.1 к случайным отнесены моменты, имеющие только случайные составляющие.

При проектировании гироприбора для повышения точности конструктор тщательно анализирует возможные кардановы моменты, намечает конструкторские и технологические меры по их снижению. Существующие способы искусственной компенсации дрейфа гироскопа эффективны лишь после того, как использован весь арсенал конструкторских и технологических мер.

По мере того как совершенствуется прибор и повышается его точность, приходится сталкиваться со все более «деликатными»

источниками дрейфа. В настоящее время уже не момент трения в кардановых опорах составляет основную долю вредных моментов прецизионного прибора. Необходимо считаться со всеми перечисленными источниками дрейфа. В этих условиях особенно важен анализ влияния ГД и оценка его роли в приборе.

Гиродвигатель является как по положению, так и по своему значению центральным элементом любого гироскопического прибора. Если часто ГД рассматривается как основной источник точности прибора, так как обеспечивает требуемый ему кинетический момент, то необходимо также иметь в виду, что *он становится и важнейшим источником погрешностей современного гироскопа.* Дело не только в том, что упругие и неупругие смещения центра масс самого ГД имеют существенную величину, но и в том, что (как следует из табл. 1.1) ГД в той или иной степени определяет большинство кардановых моментов, в том числе и те, которые на первый взгляд с ним не связаны.

Действительно, так как рамки гироскопа, его датчики и арретирующие устройства расположены конструктивно вокруг ГД, то габариты последнего в значительной степени определяют габариты всего прибора. Поэтому и ряд вредных моментов гироскопа, зависящих от массы и размеров, например, момент трения в опорах и момент от смещения центра масс, связан с массой и размерами ГД. Преимущественная доля момента от смещения центра масс ложится также на ГД, так как он состоит из большого числа деталей, выполненных из различных материалов, причем часть из них — быстровращающиеся. Гиродвигатель является также главным потребителем энергии и источником тепла в современном гироскопе и, следовательно, во многом определяет вредные моменты, вызванные всевозможными тепловыми флюктуациями. В поплавковых гироскопах момент в опорах в определенной степени зависит от нагрева ГД, поскольку он является одной из причин перепадов температуры внутри гироузла и его остаточной невзвешенности. Вне зависимости от применяемого типа токоподвода выбор его параметров (сечение волоска, контактное усилие, поверхность контактов и пр.) и величина момента в нем практически зависят от тока, а значит, и от потребляемой мощности ГД. Момент от конвекционных токов в жидкости по существу определяется размерами ГД и его нагревом, так как с последним связаны градиенты температур по поверхности гироузла. Кроме того, целый ряд вредных моментов обусловлен градиентами температур внутри ГД, износом его подшипников, статической и динамической разбалансировкой маховика и пр.

Таким образом, следует отметить гораздо бóльшее влияние ГД на точность гироскопа, чем это кажется внешне. Мало того, чем точнее прибор, выше культура его конструирования и изготовления (т. е. сведены к минимуму случайные моменты, являющиеся результатом конструкторских и технологических просчетов), тем все более ощутимы вредные моменты, связанные с ГД, которыми ранее

часто пренебрегали из-за значительных моментов разбалансировки, трения в карданных опорах и потенциометрах. Поэтому *центр проблемы точности прибора все больше перемещается на* ГД *.

Точность гироскопа определяется не только величиной карданова момента, но также величиной и степенью постоянства кинетического момента. При изменении кинетического момента меняется коэффициент пропорциональности в уравнении (1.3) и соотношение между коррекционными моментами датчиков и прецессией — нарушается компенсация постоянной скорости ухода гироскопа. Высокая стабильность кинетического момента является одним из условий обеспечения высокой точности прибора и достигается соответствующей стабилизацией скорости вращения ГД. Иногда требуемая точность поддержания кинетического момента так высока, что анализируются возможные способы устранения изменений в моменте инерции маховика под действием температурных деформаций.

Если ко всем вопросам, связанным с точностью, добавить вопросы надежности, долговечности, устойчивости к внешним перегрузкам и т. д., то примерно можно представить себе объем тех трудностей, которые неизбежны при проектировании ГД и сопутствуют обеспечению желаемого кинетического момента. Именно поэтому вопросы проектирования оптимального ГД становятся все более актуальными и требуют тщательной разработки.

Устранение кардановых моментов — основной путь повышения точности гироскопов традиционной конструкции. Для уменьшения момента трения, помимо гидростатической разгрузки кардановых опор, используются и другие методы: например, применение разновращающихся кардановых подшипников, электромагнитной подвески, аэростатических опор. Ради обеспечения максимальной стабильности положения центра масс совершенствуются конструкции приборов, используются новые материалы и технологические процессы.

Естественно полагать, что предел точности гироскопов с кардановой системой подвески ограничен. Принципиально таким ограничением являются тепловые шумы. Однако реально погрешность от несбалансированности не может быть уменьшена до погрешности тепловых шумов. Предел точности гироскопов обычной конструкции может быть оценен как 10^{-3} *град/час*. В условиях невесомости, когда моменты несбалансированности отсутствуют и имеются лишь моменты от собственных вибраций и трения, точность может быть значительно повышена.

---

* Связь ГД с рядом систематических и случайных моментов не позволяет измерить суммарную ошибку, определяемую лишь ГД, т. е. нельзя говорить о его точности. Более частная характеристика, относящаяся непосредственно к ГД — стабильность положения его центра масс. Количественное ее значение может быть определено на специальной установке, использующей принцип того или иного гироскопа.

Более высокие точности возможно получить в гироскопах, построенных на иных принципах. К таким гироскопам относятся аэродинамический гироскоп, у которого точность предполагается довести до 10^{-4} *град/час*, электростатический, криогенный и молекулярный с ожидаемой точностью до 10^{-6} *град/час* [1. 3].

Однако даже при широком внедрении новых принципов область применения традиционных гироскопов, уступающих в точности, но обладающих рядом других столь же важных преимуществ, нисколько не сузится.

1.3. ГИРОДВИГАТЕЛЬ. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ

Гиродвигатель предназначен для разгона маховой массы за определенный промежуток времени до номинальной скорости и для обеспечения затем стабильного вращения ее при минимальном потреблении энергии. Области применения и условия работы ГД — это области применения и условия работы гироскопических приборов.

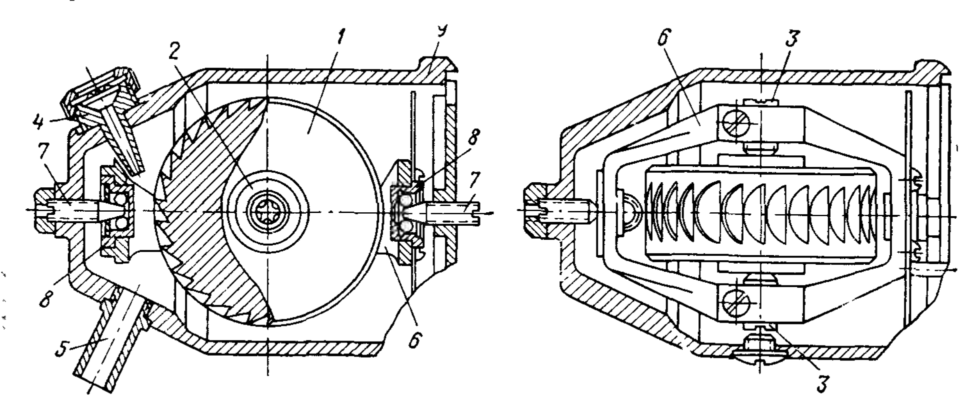


Рис. 1.7. Пневматический гироскоп:

1—маховик с лунками; *2*, *3*—подшипниковый узел; *4*—сопло; *5*—отсасывающий патрубок; *6*—карданова рамка; *7*—карданова ось; *8*—обойма карданова шарикоподшипника; *9*—корпус

По характеру привода ГД классифицируются на пневматические, электрические, пружинные и пороховые.

Пневматические ГД исторически были первыми. В них струя воздуха под давлением вытекает из сопел и попадает в лунки, выфрезерованные на ободе маховика (рис. 1.7). Перепад давления может быть достигнут либо при нагнетании воздуха компрессором по специальным трубопроводам, либо при создании вакуума в приборе (вакуум-насосом или трубкой Вентури).

Пневматические гироскопы не могут удовлетворять современным требованиям по точности из-за реактивных моментов несим-

метричных струй воздуха в гироузле и из-за вредных моментов в пневмоподводах от корпуса к рамке. Скорость вращения маховика зависит от высоты полета и, как правило, не превышает (14—18) 10^3 *об/мин*. Помимо этого, здесь весьма сложен монтаж трубопроводов, их эксплуатация, громоздки системы питания, очистительные и осушительные приспособления.

В некоторых специфических условиях пневмопривод применяется и в настоящее время. При этом ГД питается от баллона сжатого газа, который зачастую служит одновременно и для подвески кардановых рамок (аэростатические опоры). Значительный перепад давления обеспечивает более быстрый в сравнении с электроприводом разгон маховика, но время работы такого гироскопа ограничено.

По мере того как гироскопы стали применяться в снарядах и ракетах, появилась необходимость в практически мгновенной их готовности. Мгновенный разбег ГД смогли обеспечить лишь *пружинный и пороховой приводы*. Здесь при запуске отпускается либо предварительно закрученная пружина, либо воспламеняется заряд пороха, помещенный в маховике. Значительный реактивный момент пружины или выходящего из сопел газа сообщает маховику чрезвычайно высокое ускорение: ГД в течение 0,1 *сек* приобретает скорость до 40 000 *об/мин*. В процессе полета снаряда, после раскрутки пружины или сгорания пороха, маховик под действием момента трения в подшипниках и о воздух постепенно замедляет свое вращение. Это принципиально малостабильные ГД разового действия. Если после мгновенного запуска необходима длительная работа с постоянным кинетическим моментом, то применяется комбинация порохового или пружинного типа привода с электрическим.

В настоящее время преимущественное распространение в гироскопии получил электропривод.

Электрические ГД существенно отличаются от электродвигателей общего применения. Их особенности связаны с условиями применения, назначения, удовлетворяемыми требованиями и кратко сводятся к следующему.

1. Электродвигатель конструктивно объединен в одно целое с маховиком, его конструкция и размеры определяются требованиями, предъявляемыми к ГД в целом.

2. Для обеспечения при данных габаритах и весе наибольшего кинетического момента маховая масса ГД размещается на максимальном расстоянии от оси вращения. Электродвигатель расположен внутри объема маховой массы. В этих условиях конструктивно более целесообразна обращенная конструкция электродвигателя — с вращающимся наружным ротором, которая и получила преимущественное распространение для ГД малых и средних размеров.

3. Для увеличения кинетического момента двигатели выполняются высокоскоростными. Их скорость чаще всего составляет (20—30)$\cdot 10^3$ *об/мин*, реже — (10—15)$\cdot 10^3$ *об/мин* и иногда доходит

до 60 000 *об/мин*. Двигатели выполняются двухполюсными и четырехполюсными, очень редко — шестиполюсными.

4. На валу ГД нет полезной нагрузки. Они работают в режиме холостого хода и нагрузкой их являются собственные механические потери трения вращающего маховика о среду, а также потери на трение в подшипниках. Поэтому к. п. д. ГД равен нулю. Условный к. п. д. ГД определяется как отношение мощности механических потерь к полной потребляемой мощности и является критерием совершенства собственно электродвигателя в электромагнитном отношении.

Вся мощность, потребляемая ГД, идет на его нагрев.

5. Из-за большого момента инерции вращающихся частей ГД, естественно, имеют и относительно большое время разбега. Так, если время разбега исполнительных двигателей при 400—500 *гц* составляет 0,05—0,15 *сек*, то для ГД оно в десятки и даже сотни раз больше и обычно составляет 3—1000 *сек*.

Принципиально любой тип электродвигателя может быть применен в качестве ГД, однако они в разной степени удовлетворяют предъявляемым требованиям и получили неодинаковое распространение в гироскопии.

Первоначально применялись лишь ГД *постоянного тока* (рис. 1.8). Однако они, помимо общих недостатков, присущих машине постоянного тока, имеющей коллектор (конструктивная сложность, малая надежность, ограниченная высотность и пр.), обладают и рядом специфических. Скорость вращения их обычно не превышает $(12—14)\cdot 10^3$ *об/мин*, причем стабильность ее невысока. Вследствие износа щеток и коллектора и наличия вращающейся обмотки якоря возрастает возможность разбалансировки и загрязнения прибора. Практически трудно обеспечить удовлетворительную коммутацию при вакуумированном выполнении ГД. В силу этого в настоящее время обычно стремятся не применять ГД постоянного тока. Однако они еще используются в приборах низкой точности и долговечности, например, в грубых скоростных гироскопах. Для повышения стабильности их скорости применяют центробежный регулятор.

Асинхронные ГД с короткозамкнутой клеткой удовлетворяют большинству требований и получили весьма широкое применение в гироскопии. В некоторых особых случаях могут быть использованы и другие типы асинхронных двигателей. Общим их недостатком является зависимость скорости вращения не только от изменения параметров источника питания, но и от изменения момента нагрузки. Поэтому высокие требования к стабильности кинетического момента не могут быть обычно удовлетворены с помощью асинхронных ГД.

В связи с этим в гироскопии наряду с асинхронными применяются *синхронные* двигатели. Стабильность скорости вращения последних при определенном запасе по моменту зависит лишь от частоты источника питания и может быть достаточно высокой.

Общим недостатком синхронных двигателей — с электромагнитным возбуждением, с постоянными магнитами и реактивных — является отсутствие самозапуска. Для создания пускового момента и разгона применяют обычно пусковые клетки, однако условия запуска и входа в синхронизм особенно сложны при большом моменте инерции и высоких скоростях вращения ГД.

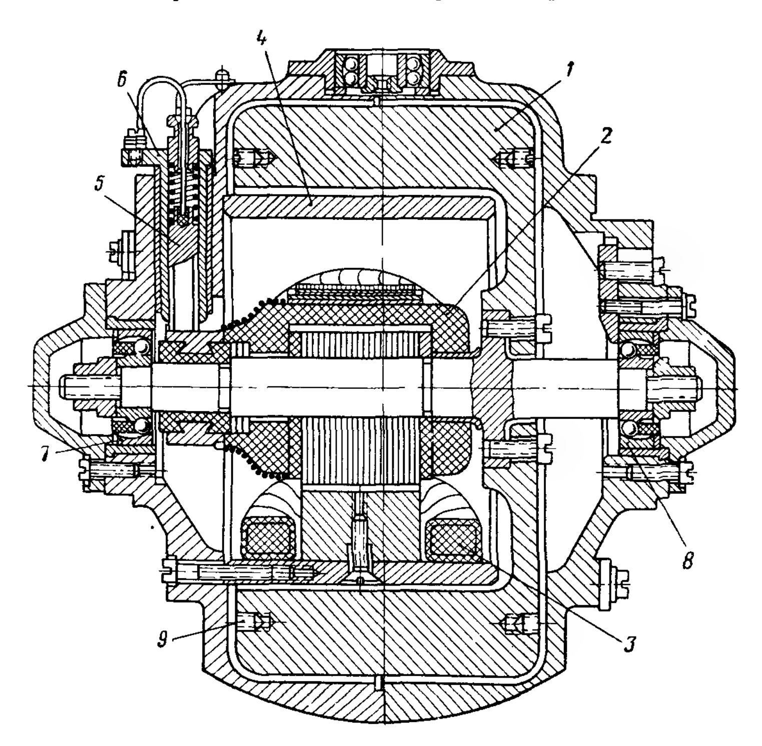


Рис. 1.8. Гиродвигатель постоянного тока:

1—маховик; *2*—якорь; *3*—обмотка возбуждения; *4*—кольцевое ярмо, *5*—щетка; *6*—щеткодержатель; *7, 8*—шарикоподшипники; *9*—балансировочные винты

Кроме того, разные типы синхронных двигателей обладают и дополнительными недостатками. Так для двигателей с электромагнитным возбуждением необходим источник постоянного тока, а наличие скользящих контактов делает его тем более неприменимым в качестве ГД. Двигатель с постоянными магнитами и беличьей клеткой обычно сложен конструктивно, особенно при обращенном исполнении. В некоторых случаях можно отказаться от беличьей клетки, применив схему частотного запуска, правда, такая схема достаточно сложна. Известны отдельные образцы миниатюрных ГД реактивного типа, но для них характерны относительно низкие энергетические показатели, приводящие к повышенным нагревам.

Особое место среди синхронных двигателей занимает *гистерезисный* двигатель, обладающий собственным пуском и целым рядом других преимуществ (разд. 5.2), что и обеспечило широкое применение его в качестве ГД.

Таким образом, *в настоящее время в гироскопии преимущественное распространение получили асинхронный с короткозамкнутым ротором* (АГД) *и синхронный гистерезисный* (СГД) *гиродвигатели. Рассмотрением их мы и ограничимся в дальнейшем.*

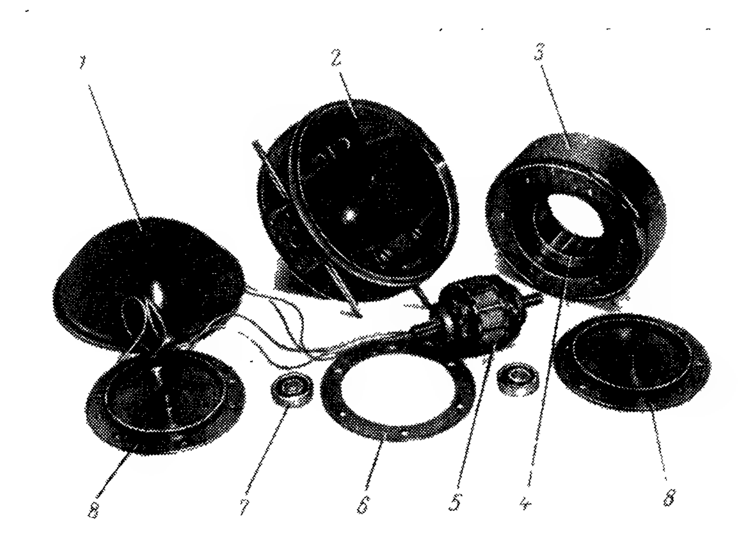


Рис. 1.9. Гиродвигатель переменного тока:

1—крышка кожуха; 2—кожух; 3—маховик; 4—беличья клетка; 5—статор; 6—шайба, регулирующая осевую нагрузку на подшипники; 7—подшипник, 8—крышка гиродвигателя

Внешне АГД и СГД отличаются лишь выполнением ротора: вместо беличьей клетки у гистерезисного ГД — кольцевой ротор из магнитотвердого материала. На рис. 1.9 показан асинхронный ГД. Его основные части — маховик и электродвигатель. Ротор электродвигателя (пакет железа с беличьей клеткой) запрессован в маховик. К маховику с двух сторон винтами крепятся две крышки. Маховик совместно с крышками вращается на высокоскоростных шарикоподшипниках. Статор электродвигателя посажен на ось, которая, в свою очередь, укреплена в гирокамере прибора. Провода, подводящие питание к электродвигателю, проходят внутри полой оси. Ниже будет рассмотрен еще ряд конструкций ГД, но во всех случаях основные элементы одни и те же.

Характеристики ГД определяются типом прибора и спецификой его применения. Для приборов с точностью менее 10 *град/час* требуются дешевые низкостабильные ГД, а для при-

боров инерциальных систем с точностью выше 0,1 *град/час* основной характеристикой ГД является стабильность. Долговечность одних гироскопов, не включая время испытаний, исчисляется минутами, а других — десятками тысяч часов. В одних системах масса ГД может составлять больше *кг*, а в других — она не должна превышать нескольких десятков *г*. Разнообразие требований практически неограничено, но для каждого прибора необходим ГД с вполне определенными характеристиками. Важнейшие из них:

1. Кинетический момент H в $Г \cdot см^2/сек$.
2. Габариты в *см* и масса m в *г*.
3. Допускаемая нестабильность центра масс — максимальное смещение центра масс от исходного положения за определенное количество запусков (либо в одном запуске за определенный промежуток времени) Δ в *мк*.
4. Время достижения рабочей скорости — время разбега $t_р$ в *сек*.
5. Потребляемая мощность $P_{1п}$ в *вт*.
6. Долговечность h при заданной надежности в *час*.
7. Вибро- и ударостойкость (измеряется в кратности k допустимого ускорения по отношению к ускорению поля Земли).
8. Стоимость.

Получение высокого уровня одних характеристик чаще всего возможно лишь за счет других. Нереально, например, получить низкую стоимость прецизионного гироскопа и высокий кинетический момент у миниатюрного ГД. В дальнейшем будет показана взаимосвязь характеристик, что позволяет разумно выдвигать требования к проектированию ГД для различных типов приборов. ГД, применяемые в настоящее время, имеют кинетические моменты от 10^3 до 10^9 $Г \cdot см^2/сек$, время разбега от нескольких секунд до десятков минут и потребляемую мощность от 1 до 100 *вт*. Их размеры по внешнему диаметру маховика $D = 2 \div 20$ *см*. В дальнейшем изложении ГД классифицируются по их размерам:

сверхминиатюрные — $D < 3{,}0$ *см*;
миниатюрные — $3 < D < 4$ *см*;
средние — $4 < D < 6$ *см*;
крупные — $D > 6$ *см*.

Глава вторая

Конструкция гиродвигателей

2.1. ТРЕБОВАНИЯ К ГИРОДВИГАТЕЛЯМ И ПУТИ ИХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Конструирование гироскопических приборов представляет собой одну из тех областей, где успех во многом зависит от знаний, интуиции, изобретательности и практического опыта конструктора. Поэтому будем рассматривать лишь общие положения и практические правила, которые из этих положений следуют.

Как и для прибора, при проектировании ГД конструктор должен обеспечить требуемые от него характеристики при минимальных весе, габаритах и стоимости. Причем это должно быть достигнуто обычно при очень высокой надежности ГД и относительно жестких внешних температурных и механических нагрузках. Помимо этих общих требований, для обеспечения максимальной точности к ГД предъявляется еще ряд специфических требований:

1. Механическая стабильность составляющих его элементов и соединений.

2. Симметрия и равножесткость.

3. Максимальное отношение кинетического момента к весу.

4. Минимум и постоянство в течение длительного промежутка времени потребляемой мощности и нагрева.

Выполнение указанных требований создает предпосылки для стабильного положения центра масс ГД и уменьшения влияния его на кардановы моменты.

Механическая стабильность элементов и соединений ГД — это их способность сохранять постоянство положений центров масс в различных режимах работы и при различных внешних условиях. Механическая нестабильность элементов связана:

— с нестабильностью внутренней структуры конструкционного материала; для ее устранения применяют специальные методы термической стабилизации;

— с неэластичностью материалов, характеризуемой гистерезисом перемещений при цикличных нагружениях; для ее уменьшения выбирают напряжения в материалах значительно ниже предела упругости.

Еще более существенна нестабильность соединений деталей. Она тем меньше, чем меньше деталей и напряженных посадок. Суть этого вида нестабильности состоит в том, что при циклах механических и тепловых деформаций элементы необратимо смещаются

относительно друг друга. Нестабильность, вызываемая температурными циклами, — одна из труднейших проблем конструирования ГД.

Идеальный (нереальный) случай имеет место при одинаковом нагреве и равенстве коэффициентов теплового расширения всех деталей. На практике стремятся максимально приблизиться к этому сокращением числа соединений элементов ГД, выравниванием температур внутри гироузла и подбором материалов с соответствующими коэффициентами теплового расширения.

Симметрия и равножесткость является общим требованием для всего гироскопа, но в применении к ГД это особенно важно. Так в разд. 1.2 приведен уже пример смещения центра масс ГД под действием температурных деформаций и механических сил при несимметрии ГД относительно экваториальной плоскости (см. рис. 1.6). Идеальная симметрия ГД трудно достижима. Однако не всякая несимметрия в конструкции столь существенна. Желательно в первую очередь иметь симметрично расположенными вращающиеся и наиболее нагретые элементы, а также элементы со значительной массой. Обязательны и симметричные соединения этих элементов. Несимметрия ряда второстепенных деталей, диктуемая особенностями конструкции, допускается, если анализ возможных смещений показывает их малость. В общем случае под симметрией ГД понимается не только симметрия геометрическая, но и симметрии масс, тепловых, магнитных полей и т. д., которые обычно являются следствиями геометрической симметрии.

Но даже в идеально симметричной конструкции возможны температурные и другие смещения, если правая и левая половины ГД относительно экваториальной плоскости неравножестки. Равножесткость правой и левой половин ГД обеспечивается правильными допусками на изготовление идентичных крышек (или других деталей) и подшипников. Более того, так как даже внутри практически осуществимых узких допусков возможен значительный разброс в жесткостях элементов, то необходим подбор деталей с одинаковой жесткостью.

Кроме того, должно быть обеспечено равенство осевой и диаметральной жесткостей ГД. Лучший способ обеспечения такой равножесткости — сборка ГД из равножестких элементов. Порядки жесткостей элементов различны. Наиболее податливы обычно подшипники и крышки, которые и должны быть равножесткими в первую очередь. Не всегда в конструкции удается получить все элементы равножесткими. В этом случае неравножесткость одного элемента можно компенсировать неравножесткостью другого. Однако это приводит к многорезонансной (с несколькими низкими собственными частотами) конструкции, что значительно ограничивает возможный диапазон внешних вибраций.

Максимальное отношение кинетического момента ГД к весу называется *добротностью*, так как ее увеличение при прочих равных условиях означает увеличение точности

гироприбора. Однако последнее справедливо лишь тогда, когда одновременно выполняются остальные требования. Повышение добротности может быть обеспечено увеличением плотности материала частей, вращающихся на большом радиусе инерции, и уменьшением ее для всех остальных элементов. На практике это обычно достигается за счет увеличения числа элементов ГД, причем иногда с несогласующимися коэффициентами теплового расширения. В этом случае эффект повышения точности может быть либо незначительным, либо даже отрицательным.

Добротность также увеличивается при повышении скорости вращения ГД. Однако и в этом случае эффект может быть противоположным, так как одновременно увеличивается потребляемая мощность, нагрев, снижается долговечность и т. д.

Потребляемая мощность определяет нагрев ГД и неравномерность распределения температур, вызывает ряд вредных моментов как непосредственно определяемых ГД, так и косвенно с ним связанных. Большинство из этих моментов постоянны, но лишь при постоянстве мощностей каждого из источников потерь внутри ГД. Поэтому важен не только абсолютный минимум потребляемой мощности, но и стабильность ее во времени. Желательно также равномерное распределение потерь внутри объема ГД и хорошие симметричные теплоотводы от каждого источника потерь. В противном случае неизбежны значительные градиенты температуры и вызываемые ими температурные деформации.

С другой стороны, значительная потребляемая мощность может вызвать недопустимый нагрев и преждевременное разрушение ГД. Могут возникнуть также трудности в терморегулировании прибора, если он нагревается до температуры регулирования лишь за счет мощности, потребляемой ГД. И наконец, ограничение мощности связано в некоторых случаях с экономией энергии источников питания.

Минимум потребляемой мощности может быть достигнут:

— уменьшением аэродинамических потерь за счет вакуумирования или заполнения гирокамеры легкими газами;

— сокращением потерь в подшипниках путем применения подшипников, их сборок и смазки повышенного качества;

— увеличением к. п. д. электродвигателя за счет рационального проектирования и применения материалов с улучшенными характеристиками.

Для достижения стабильности потребляемой мощности и ее составляющих необходимо:

— герметизировать гироузел, предварительно обезгазив элементы внутри него;

— обеспечить в течение длительного времени постоянство осевой нагрузки на подшипники, относительно низкую температуру подшипникового узла и сохранность смазки;

— применить стабилизированный по частоте и напряжению источник питания.

Равномерное распределение температур внутри гироузла достигается за счет удаления друг от друга основных источников потерь — подшипников и обмотки, а также при наполнении гироузла газами с хорошей теплопроводностью, например, водородом или гелием.

Обеспечение каждого из перечисленных требований связано с определенными конструкторскими и технологическими мерами и материальными затратами. Чем выше уровень требований, тем выше стоимость ГД. В каждом конкретном случае конструктор находит компромисс между желаемыми характеристиками ГД и его стоимостью.

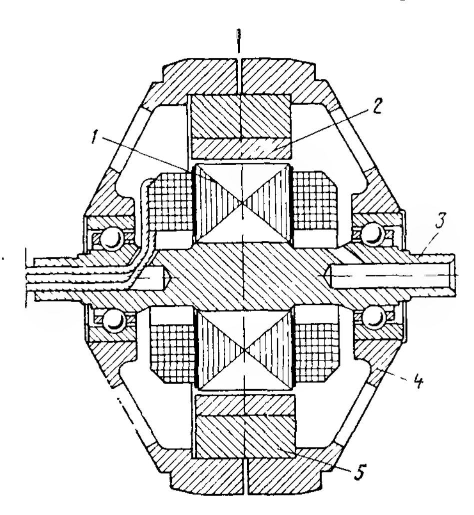


Рис. 2. 1. Симметричный одностаторный гиродвигатель:

1—статор; 2—ротор; 3—стальная ось; 4—стальная крышка; 5—бериллиевая втулка

Для иллюстрации изложенных принципов приведем краткую характеристику конструкции одного из миниатюрных ГД (рис. 2. 1). Симметричный ГД состоит из небольшого количества элементов: ось, две крышки, втулка, подшипники, ротор и статор электродвигателя. Внутренние дорожки качения подшипников изготовлены непосредственно на оси, чем сокращено количество соединений, получена более высокая точность сборки и сохранность предварительной осевой нагрузки. Ось, крышки, кольца подшипников и ротор электродвигателя изготовлены из подшипниковой стали, а втулка из бериллия. Коэффициенты теплового расширения этих материалов одинаковы. ГД работает в герметичной гирокамере.

Наконец, следует подчеркнуть, что не может быть универсальной конструкции для работы во всех условиях. Так, например, ниже (см. табл. 2. 1) приведены данные испытаний симметричного одностаторного СГД, спроектированного для работы в среде водорода.

Как видим, с изменением среды для одного и того же ГД условия нагрева значительно меняются. Данный ГД предназначен для работы в газовой среде и в его конструкции, естественно, не были предусмотрены пути увеличения теплопередачи теплопроводностью, что могло бы при заданных условиях работы привести лишь к утяжелению конструкции. Поэтому при использовании в вакууме он оказывается совершенно неработоспособным из-за больших абсолютных нагревов и перепадов температуры.

Сравнительные характеристики СГД в различных средах

Параметр	Среда		
	воздух	водород	вакуум
Потребляемая мощность в *вт*	21	13,5	10
Перегрев маховика в °С	8	4,5	59
Перегрев центра оси в °С	7,5	4,5	33
Перегрев обмотки статора в °С	42,5	26	96

2.2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГИРОДВИГАТЕЛЕЙ

Широкое разнообразие приборов привело к значительному количеству типов применяемых ГД. По мере развития гироскопии на основе анализа, сравнения и проверки практикой вырабатывались принципы конструирования ГД, отвергались одни и совершенствовались другие наиболее рациональные конструктивные схемы. В настоящее время употребляются преимущественно четыре конструктивные схемы ГД: несимметричная и симметричная одностаторная, двухстаторная и с двумя маховиками.

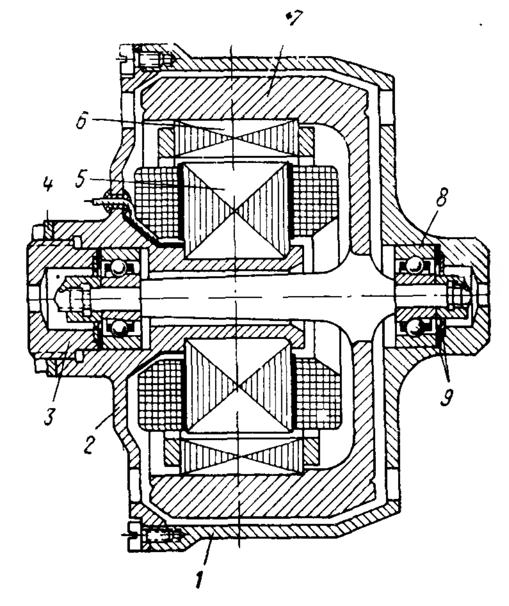


Рис. 2.2. Несимметричный одностаторный гиродвигатель:

1—кожух (корпус); *2*—крышка; *3*—гайка, регулирующая осевую нагрузку на подшипники; *4*—контргайка; *5*—статор; *6*—короткозамкнутый ротор; *7*—маховик; *8*—подшипник; *9*—пружинные шайбы

Несимметричный одностаторный ГД (рис. 2.2) — наиболее распространенный в прошлом, в настоящее время уступает свое место симметричным конструкциям. Маховик имеет форму колокола (поэтому часто такая конструкция называется *колоколообразной*) и вращается на подшипниках, установленных в корпусе-гирокамере, обычно являющейся внутренней рамкой гироскопа. Статор укреплен на крышке корпуса. Он может быть расположен как внутри вращающегося ротора —

обращенное исполнение ГД (см. рис. 2.2), так и снаружи — нормальное исполнение (см. рис. 7.1, *б*). В ряде случаев конкретного применения, например для интегратора линейных ускорений, конструкция с нормальным исполнением электродвигателя несмотря на проигрыш в энергетических показателях более выгодна, так как обеспечивает большую стабильность отношения кинетического момента к плечу маятника интегратора.

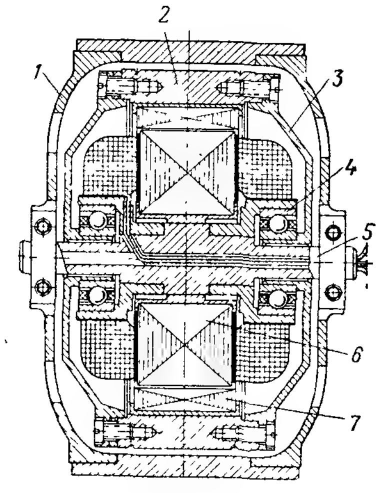


Рис. 2.3. Симметричный одностаторный гиродвигатель в кожухе:

1—кожух (внутренняя рамка гироскопа); 2—маховик; 3—крышка; 4—подшипник; 5—ось; 6—статор; 7—гистерезисный ротор

Основной недостаток конструкции — несимметрия относительно экваториальной плоскости, определяющая характерное смещение центра масс за счет динамических сил и температурных деформаций. Поэтому несмотря на простоту в изготовлении и сборке, низкую стоимость, такая конструкция в настоящее время применяется лишь в приборах низкой точности и благодаря компактности — в сверхминиатюрных гироскопах.

Она может оказаться эффективной и в некоторых специфичных приборах повышенной точности при применении различных конструктивных и схемных компенсаций.

С и м м е т р и ч н ы й о д н о с т а т о р н ы й ГД (рис. 2.3) выгодно отличается симметрией и универсальностью крепления. Конструкция также достаточно компактна. Маховик имеет форму симметричного относительно диаметральной плоскости полого тела, часто близкого по форме к цилиндру. Крышки крепятся непосредственно к маховику. Ось ГД неподвижна. Предварительный натяг на подшипники устанавливается либо подторцовкой маховика, либо подбором шайб между крышками и маховиком (разд. 3.1). ГД такой конструкции универсален и может быть применен в различных приборах.

За счет изменения конструкции крышек и втулки статора можно получить вариант ГД как с внутренним вращающимся кольцом подшипника (см. рис. 2.3), так и с наружным вращающимся кольцом (см. рис. 2.4 и 7.1, *а*). Во втором случае сокращается количество конструктивных элементов и их соединений, ось имеет бо̀льший диаметр, бо̀льшую теплопроводность и жесткость в сравнении с составной осью варианта с вращающимся внутренним кольцом. Однако при вращении наружных колец окружная скорость сепаратора и шариков подшипника для реальных углов контакта выше в

1,5÷1,8 раза, поэтому долговечность подшипников и самого ГД меньше.

При вакуумированном варианте выполнения ГД объем, отводимый под собственно электродвигатель, может быть уменьшен, так как момент нагрузки такого ГД мал из-за отсутствия аэродинамических потерь *. Такая конструкция, получившая название *облегченной* (рис. 2.4), позволяет уменьшить вес ГД, что особенно важно для поплавковых приборов, где она обычно и применяется (на рис. 2.4 схематично показана и цилиндрическая поплавковая гирокамера). Рассматриваемый вариант наиболее целесообразен для средних ГД. Применение его при $D<4$ *см* приводит к заметному увеличению потребляемой мощности.

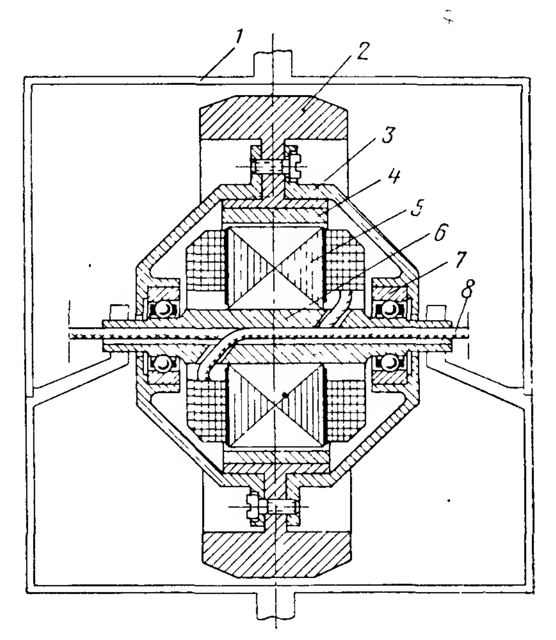


Рис. 2.4. Облегченная конструкция симметричного одностаторного ГД:

1—цилиндрическая поплавковая рамка; 2—маховик; 3—крышка; 4—гистерезисный ротор; 5—статор; 6—ось; 7—наружное кольцо подшипника; 8—провод

Недостатки симметричной одностаторной конструкции связаны с наличием составного ротора (маховик плюс крышки), концентрированным расположением источников тепла (подшипники близки к обмотке статора), относительно плохим теплоотводом, особенно при работе в вакууме, значительными осевыми перепадами температур.

Для сверхминиатюрных ГД в такой конструкции вынуждены применять относительно крупные подшипники, так как провода к статору проходят внутри оси. Из-за этого здесь бóльшая потребляемая мощность в сравнении с мощностью сверхминиатюрного ГД колоколообразной конструкции.

Симметричные одностаторные ГД применяются в приборах средней и высокой точности небольших размеров: диаметр маховика обычно меньше 6 *см*.

---

* Следует отметить, однако, что для улучшения теплоотвода здесь обычно применяют ось бóльшего диаметра, что приводит к увеличению размеров подшипника и потерь в нем.

Двухстаторный ГД (рис. 2.5) имеет два симметрично расположенных электродвигателя. Маховик с диафрагмой и валом здесь представляет собой единое тело. Подшипники устанавливаются в крышках корпуса. Возможны варианты выполнения как с внутренними, так и с наружными вращающимися кольцами подшипников. Статоры двигателя крепятся к левой и правой крышкам корпуса.

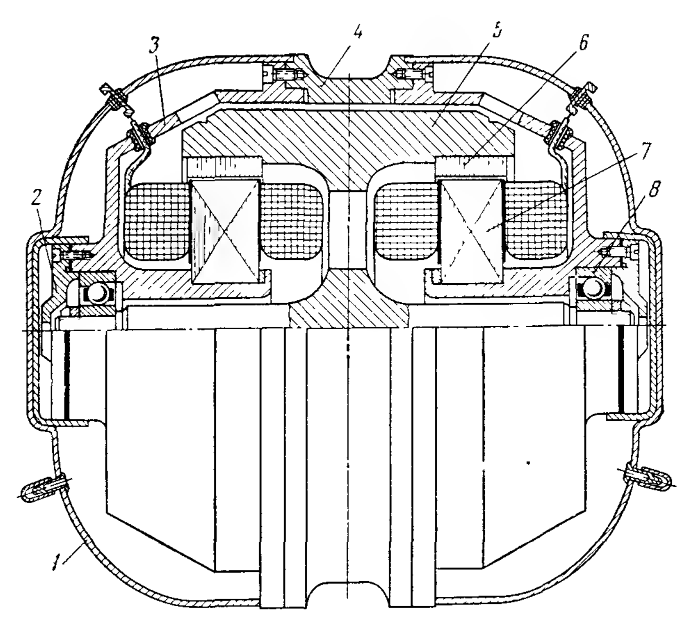


Рис. 2.5. Двухстаторный гиродвигатель с электродвигателями обращенного исполнения:

1—герметичный кожух; 2—фланец; 3—крышка; 4—корпус (внутренняя рамка гироскопа); 5—маховик; 6—ротор; 7—статор; 8—подшипник

Кроме обращенного исполнения, может быть выполнена двухстаторная конструкция ГД нормального исполнения с внешними статорами (рис. 2.6). В такой конструкции ротор электродвигателя имеет малый диаметр и массу; лучше распределение тепловых потоков и теплоотвод от статора. К. п. д. электродвигателя нормального исполнения на 4÷8% меньше к. п. д. электродвигателя того же объема при обращенном исполнении. В реальных конструкциях ГД объем электродвигателя нормального исполнения меньше из-за втулки, крепящей статор к крышкам. Поэтому коэффициент полезного действия ГД уменьшается еще в большей степени. Кроме того, при относительно малых размерах СГД с внешними статорами выполняются со значительной магнитной жесткостью материала ротора, что приводит к бóльшему рассеянию магнитного потока и до-

полнительному уменьшению к. п. д. При малых диаметрах расточки статора усложняются также и намоточные работы. В связи с этим конструкция с внешним статором обычно может использоваться лишь для крупных ГД, где в ряде случаев конструктивно она более выгодна.

Преимущество двухстаторной конструкции состоит в монолитности ротора и в хорошем теплоотводе от статоров к корпусу.

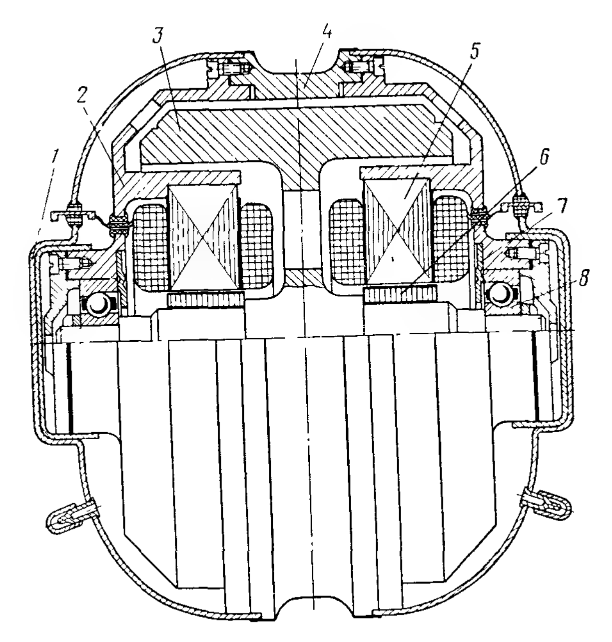


Рис. 2.6. Двухстаторный гиродвигатель с электродвигателями нормального исполнения:

1—герметичный кожух; 2—крышка; 3—маховик; 4—корпус; 5—статор; 6—ротор; 7—маслозащитная шайба; 8—подшипник

Основные недостатки ее связаны с наличием двух электродвигателей. Двигатель, разделенный на две половины, имеет вдвое больший объем лобовых частей. При сохранении постоянного объема ГД приходится уменьшать длину, а значит, и объем пакетов статоров. Потери в меди двух электродвигателей значительно больше, чем у одного, занимающего тот же объем, как за счет увеличения лобовых частей, так и из-за необходимости увеличения электромагнитных нагрузок. Особенно значителен рост потребляемой мощности для ГД относительно малой длины и двухполюсного исполнения. Поэтому в этих конструкциях приходится увеличивать отношение длины к диаметру. С увеличением размеров к. п. д. двухстаторной конструкции растет, приближаясь к к. п. д. ГД одностаторного исполнения того же объема, и ее применение становится все более оправданным.

Изготовление и сборка ГД двухстаторной конструкции сложнее, чем одностаторной. Существенно и то, что невозможно изготовить полностью идентичные половины ГД. Всегда в силу технологических причин за счет возможного разброса в пределах полей допусков существует разница в потребляемых мощностях каждого из электродвигателей. Это означает, что изменение их мощности будет различным в различных режимах работы и, следовательно,

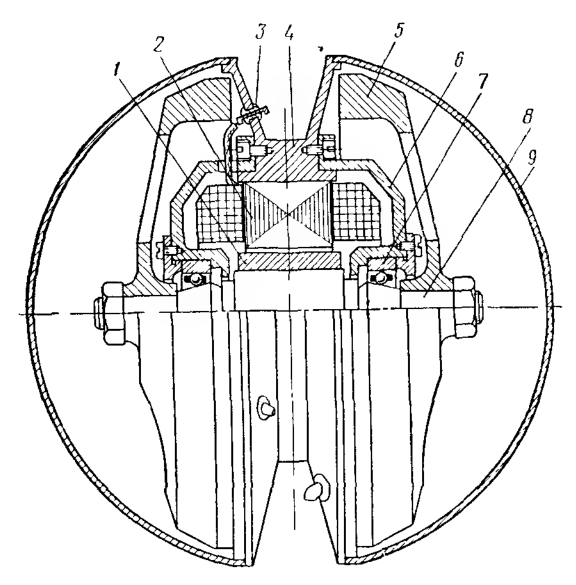


Рис. 2.7. Гиродвигатель с двумя маховиками:

1—ротор; 2—статор; 3—герметичный токоввод; 4—корпус (внутренняя рамка гироскопа); 5—маховик; 6—крышка; 7—наружное кольцо подшипника; 8—вал; 9—герметичный кожух

неравномерным будет нагрев ГД, вызывающий некомпенсируемый уход гироскопа.

Конструкцию с двумя статорами используют чаще для крупных ГД, предназначенных в «сухие» гироскопы средней точности.

ГД с двумя маховиками (рис. 2.7) имеет инерционную массу, состоящую из двух половин, закрепленных симметрично с двух сторон вала. Электродвигатель находится между маховиками и крепится к корпусу, являющемуся одновременно внутренней рамкой гироскопа. Двигатель может быть как с внешним, так и с внутренним статором. В общем случае могут быть использованы два электродвигателя, что нежелательно, но иногда вызывается спецификой конструкции. Преимущество конструкции ГД с двумя маховиками — прекрасный теплоотвод от статора; недостатки — наличие составного маховика, обычно невысокая жесткость конструкции и сравнительно малый объем, отводимый под электродви-

гатель. Поэтому конструкция целесообразна для крупных ГД и используется обычно для поплавковых гироскопов.

В зависимости от конкретных условий применения реальная конструкция ГД при любой из рассмотренных конструктивных схем выполнения может иметь свои вариации. Отличительные особенности конкретной конструкции ГД порождаются различиями в типе прибора («сухой» или поплавковый), в способах соединения его с внутренней рамкой. Так, например, на рис. 2.8 показан вариант конструкции ГД с двумя маховиками. Специфика здесь в способе крепления. Корпус ГД, являясь внутренней рамкой гироскопа, имеет одновременно сравнительно маленький вес при значительной жесткости. Он не «охватывает» ГД, а находится внутри него, чем достигнута экономия в весе и улучшены условия охлаждения. Для уменьшения электрических потерь одна обмотка намотана через пазы в корпусе сразу на два пакета статора, что позволяет применить такую конструкцию не только для крупных, но и средних ГД.

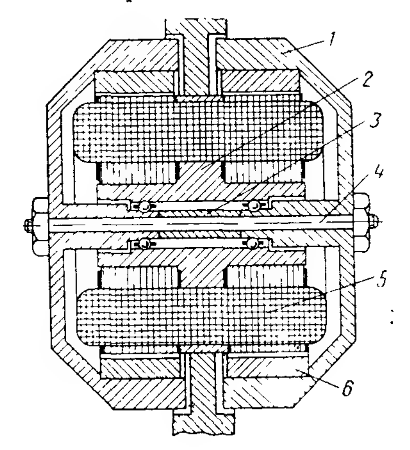


Рис. 2.8. Гиродвигатель с двумя маховиками:

1—маховик; 2—корпус; 3—втулка, регулирующая осевую нагрузку на подшипники; 4—ось; 5—обмотка статоров; 6—ротор

Помимо способов крепления, реальная конструкция ГД в большой степени зависит и от того, какие методы избрал конструктор для выполнения различных специфических требований, предъявляемых к конструкции. При любой выбранной конструктивной схеме в ГД должны быть предусмотрены меры по обеспечению:

— идеальной соосности и концентричности беговых дорожек подшипников, что достигается правильной системой допусков и изготовлением дорожек непосредственно на деталях ГД;

— определенной предварительной нагрузки на подшипники, ее регулированию и контролю;

— постоянства нагрузки на подшипники в течение всего срока службы, для чего требуется уменьшать температурные деформации или жесткость конструкции (второй способ невыгоден в смысле точности прибора);

— сохранности смазки подшипников правильной дозировкой, выполнением специальных карманов и защитных устройств (разд. 3.1);

— точной динамической балансировки ГД на специальных балансировочных установках [2.5];

— возможности минимум одной повторной сборки ГД после его прикатки;

— удобства ряда специфических технологических операций сборки, приемки и последующих измерений параметров ГД при его испытаниях.

2.3. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Конструкционные материалы должны быть подобраны таким образом, чтобы, с одной стороны, получить максимальное отношение кинетического момента к массе ГД, а с другой стороны, — достичь максимальной стабильности центра масс. Это противоречивая задача.

Для получения максимальной добротности, как уже говорилось, маховик ГД необходимо изготавливать из материала с бо́льшей плотностью, а все остальные элементы, наоборот, — из материала с меньшей плотностью. Однако обычно трудно подобрать материалы с различными плотностями и одинаковыми коэффициентами линейного расширения. Поэтому в некоторых случаях применяют один материал на все конструктивные элементы ГД, а в других — предпочтение отдают сочетаниям материалов.

Из-за разнообразия конструкций и условий применения ГД нельзя дать общую рекомендацию по выбору конструкционных материалов. Основные их свойства, которые должны быть рассмотрены конструктором применительно к использованию в ГД, следующие: плотность, прочность, коэффициент линейного теплового расширения, теплопроводность, коррозионная стойкость, стабильность механических характеристик во времени, газопроницаемость, свариваемость, обрабатываемость, твердость, упругость и стоимость. Кроме того, в гистерезисном ГД материал детали, в которой укреплен ротор электродвигателя (маховик, вал или втулка), должен быть немагнитным, так как применение даже слабомагнитных материалов вызывает значительное рассеяние магнитного потока и ведет к снижению развиваемой мощности.

Одной из важнейших характеристик материала является его плотность, поскольку с ней связана масса и момент инерции ГД. При применении одного конструкционного материала для всех элементов конструкции отношение кинетического момента к массе не зависит от плотности, но при бо́льшей плотности можно выполнить ГД заданного кинетического момента в меньшем объеме. Для «сухих» гироскопов поэтому применяют материалы с высокими плотностями, дающие экономию объема. Для поплавковых гироскопов масса гироузла, отнесенная к единице его объема, определена плотностью применяемой жидкости, поэтому для них оправдано применение более легких материалов.

При выборе материалов для ГД особое внимание должно быть уделено их коэффициентам теплового линейного расширения. Единственное сочетание тяжелого и легкого материалов при одинаковых

коэффициентах теплового расширения — сталь и бериллий. Во всех случаях предпочтительнее применение материалов с минимальными коэффициентами линейного расширения. Иногда для вращающихся и неподвижных частей ГД конструктор сознательно выбирает материалы с разными коэффициентами расширения, учитывая характер температурного поля и не допуская в различных режимах значительных изменений осевой нагрузки подшипников. Для гироскопических интеграторов важно сохранить постоянство отношения момента инерции ГД к плечу маятника интегратора (обычно пропорционального длине гироузла). Обеспечение этого требования при различных внешних температурах достигается также тщательным подбором различных конструкционных материалов и приводит иногда к необходимости применения «слоистых» конструкций *.

В табл. 2.2 приведены характеристики конструкционных материалов, наиболее часто применяемых для ГД.

Сталь — наиболее универсальный современный тяжелый материал для гироскопов, а *бериллий* — лучший легкий материал.

Значительная плотность, широкий выбор сортов с различными коэффициентами теплового расширения, высокая прочность и упругость — лучшие свойства сталей применительно к гироскопам.

Минимальная плотность, высокая теплопроводность, прочность, стабильность и немагнитность — основные положительные качества бериллия. Однако приходится считаться с дороговизной и токсичностью обработки — главными препятствиями к широкому его внедрению. Кроме того, бериллий очень чувствителен к концентрации напряжений и хрупок, особенно при наличии примесей.

Титановые сплавы обладают высоким отношением прочности к плотности и поэтому могут быть применимы для изготовления конструкционных элементов гироскопов с большими механическими нагрузками. Кроме того, они применяются для свариваемых элементов в «бериллиевых» конструкциях и в сочетании с тяжелым сплавом или керамикой.

Латунь — материал, применявшийся для маховиков ГД в прошлом; по коэффициенту линейного расширения он неплохо сочетается с алюминиевыми сплавами.

Алюминиевые сплавы могут применяться вместо бериллия как более дешевые и лучше обрабатываемые, но их свойства хуже. Для поплавковых скоростных гироскопов, однако, алюминиевый сплав может быть основным и единственным конструкционным материалом, так как здесь для обеспечения требуемой чувствительности, как правило, достаточен малый кинетический момент, но очень

---

* Под такой конструкцией подразумевается конструкция с несогласующимися коэффициентами теплового расширения деталей, с наличием переходных втулок и напряженных посадок. Все это может быть причиной нестабильности центра масс ГД.

Таблица 2.2

Основные характеристики конструкционных материалов

Наименование	Марка	Плотность ϱ $г/см^3$	Прочность на разрыв $\sigma_в \cdot 10^{-3}$ $н/см^2$	Предел текучести $\sigma_s \cdot 10^{-3}$ $н/см^2$	Коэффициент теплового линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$ $1/°C$	Теплопроводность λ $вт/см\ °C$	Модуль Юнга $E \cdot 10^{-7}$ $н/см^2$	Коэффициент Пуассона	Магнитность	Обрабатываемость
Бериллий		1,85	57	28	11,0	1,46	2,9	0,04	Нет	Удовлетворительная
Алюминиевые сплавы	В95	2,8	60	55	23,2	1,17	0,74	0,33	Нет	Удовлетворительная
	Д16Т	2,8	47	33	22	1,17	0,72	0,33	Нет	Удовлетворительная
Сплавы титана	ВТ5*	4,5	75—95	70—85	8,0	0,075	1,04	0,33	Нет	Плохая
Стали	18ХНВА	7,95	130	90	14,5	0,238	2,04	0,3	Да	Хорошая
	4Х13	7,68	114	91	12,6	0,276	2,0		Да	Хорошая
	ШХ15	7,7	68	40	14	0,4	2,1		Да	Удовлет.
	1Х18Н9Т	7,9	58	24	16,6	0,163	2,0		Слабая	Плохая
	ЭИ395	8,1	88	50	15,1	0,10	2,1		Нет	Плохая
	ЭИ702	7,8	125	90	13,3—15,5	0,135	2,0		Нет	Плохая
Ковар	Н29К18	8,2	51	40	4,5—5,5	0,192	1,48		Да	Хорошая
Инвар	Н36	8,1	50	35	1.1	0,109	1,51		Да	
Латунь**	ЛС59-1	8,5	65	45	21	1,05	0,9—1,05	0,3	Нет	Отличная
Тяжелые сплавы**	ВНМ5-3	17	64	60	5,6	1,0	0,33		Нет	Плохая
	ВНЖ7-3	17,0	70	65	5,3	0,88	0,34		Слабая	Плохая

* Ряд титановых сплавов, здесь не приведенных, имеют близкие свойства.
** Используются только для маховиков ГД.

важны минимальные вес и момент инерции ГД относительно выходной оси прибора.

Несмотря на ряд отрицательных качеств *тяжелого сплава* — низкую прочность, плохую обрабатываемость, несовпадение коэффициента теплового расширения ни с одним из легких конструкционных материалов — даже в настоящее время представляется заманчивым его применение для изготовления маховиков, хотя обычно это связано с необходимостью выполнения «слоистой» конструкции.

Так, например, нетрудно подсчитать, что замена стали на тяжелый сплав при сохранении неизменными кинетического момента и массы ГД приводит к уменьшению внешнего диаметра маховика приблизительно на 6% и аэродинамического момента до 1,3 раза, а также увеличивает полезный объем электродвигателя, что может дать рост к. п. д. до 10%. При условии постоянства кинетического момента и диаметра D еще более заметно возрастает объем электродвигателя (до 47%) при некотором уменьшении массы маховика.

Электротехнические материалы ГД (изоляция, провода и сталь), помимо определенных магнитных или электрических свойств, должны обладать также рядом специфических характеристик: стабильностью массы и механических параметров в используемых газовых средах и вакууме, соответствующими коэффициентами теплового расширения. Недопустимо выкрашивание материалов, гажение, взаимодействие со средой и смазкой.

2.4. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

Конфигурация конструктивных элементов и материалы для них выбираются на основе анализа жесткости и прочности конструкции. Поскольку расчеты жесткостных характеристик ГД являются поверочными и проводятся уже при известной конструкции, то желательно, чтобы первоначальная ее проработка была бы произведена с учетом прочности элементов. Из конструкционных элементов ГД разрушению в первую очередь могут подвергнуться маховик или вал (ось). Прочность их оценивается в результате сравнения максимально в них возможных и допустимых напряжений.

Маховик. При вращении за счет центробежных сил в теле маховика возникают нормальные (диаметральные) σ_{di} и тангенциальные σ_{ti} напряжения. Кроме того, на маховик действует распирающее нормальное усилие σ_{d2} от запрессовки и центробежных сил массы ротора.

Маховик любого ГД можно рассматривать как многоступенчатый диск: собственно маховик с крышками или диафрагмой (рис. 2.9).

Нормальное напряжение σ_{d+} в месте сопряжения ротора электродвигателя с маховиком (для ГД обращенного исполнения) за счет центробежных сил и запрессовки равно

$$\sigma_{d_2} = \sigma_з + \sigma_ц. \tag{2.1}$$

Напряжение запрессовки

$$\sigma_з = \frac{\Delta_{п.н}}{d\left[\frac{\mu_м}{E_м} - \frac{\mu_р}{E_р} + \frac{1}{E_м}\cdot\frac{D^2+d^2}{D^2-d^2} + \frac{1}{E_р}\frac{d^2+d_3^2}{d^2-d_3^2}\right]}\ \frac{н}{см^2}, \tag{2.2}$$

где $E_м$ и $E_р$ — соответственно модули Юнга для материалов маховика и ротора электродвигателя, а $\mu_м$ и $\mu_р$ — их коэффициенты Пуассона (для викаллоя $\mu_р=0{,}275$ и $E_р=2{,}8\cdot10^7$ *н/см²*);

D и d — внешний и внутренний диаметры маховика;

d_3 — внутренний диаметр ротора электродвигателя;

$\Delta_{п.н}$ — величина монтажных натягов при посадке ротора в маховик.

Здесь и далее все размеры в формулах даны в см.

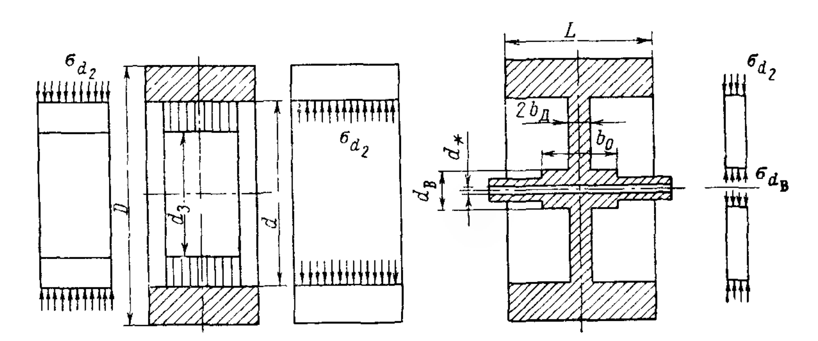


Рис. 2.9. К рассмотрению напряжений в маховике

Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_ц = 91\cdot10^{-10}\cdot\varrho_2\cdot n^2\frac{d^3-d_3^3}{d}\ \frac{н}{см^2}, \tag{2.3}$$

где ϱ_2 — средняя плотность ротора электродвигателя (для СГД $\varrho_2=7{,}8$ *г/см³*, для АГД при алюминиевой беличьей клетке $\varrho_2\approx5{,}5$ *г/см³*).

Для диафрагмы маховика (см. рис. 2.9) нормальные напряжения на поверхностях ее сочленения с собственно маховиком (по диа-

метру d) — σ_{d_2} и валом (по диаметру $d_в$) — $\sigma_{d_в}$ можно найти из следующей системы двух уравнений (приняв $\mu \approx 0{,}3$) [2·8]:

$$\left.\begin{aligned} &68{,}5\cdot 10^{-10}\cdot \varrho_м \cdot n^2 [D^2 + 2Dd + 0{,}3d^2 - 3{,}3d_в^2] + \\ &+ 2\sigma_{d_в}\left(\frac{d_в^2}{d^2 - d_в^2}\right) - \sigma_{d_2}\left[\frac{2b_д d}{L(D-d)} + \frac{d^2 + d_в^2}{d^2 - d_в^2} - 0{,}3\right] = 0. \\ &226\cdot 10^{-10}\cdot \varrho_м \cdot n^2 (d^2 - d_*^2) + 2\sigma_{d_2}\frac{d^2}{d^2 - d_в^2} - \\ &- \sigma_{d_в}\left[\frac{d^2 + d_в^2}{d^2 - d_в^2} + 0{,}3 + \frac{2b_д}{b_0}\cdot\frac{0{,}7d_в^2 + 1{,}3d_*^2}{d_в^2 - d_*^2}\right] = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2.4)$$

где $d_в$ — внутренний диаметр диафрагмы (диаметр вала);
d_* — диаметр отверстия в вале;
L — ширина маховика;
$2b_д$ — ширина диафрагмы;
b_0 — ширина ее ступицы;
n — скорость вращения в *об/мин*;
$\varrho_м$ — плотность материала маховика в *г/см*^{3}.

Теперь можно найти также и тангенциальные (обычно максимальные) напряжения σ_{t_2} и $\sigma_{t_в}$ в тех же сечениях:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_{t_2} = 48\cdot 10^{-10}\cdot \varrho_м \cdot n^2 [4{,}7d_в^2 + d^2] + \\ &+ \sigma_{d_2}\cdot\frac{d^2 + d_в^2}{d^2 - d_в^2} - 2\sigma_{d_в}\frac{d_в^2}{d^2 - d_в^2}\ \frac{н}{см^2}; \\ &\sigma_{t_в} = 48\cdot 10^{-10}\cdot \varrho_м \cdot n^2 [4{,}7d^2 + d_в^2] + \\ &+ 2\sigma_{d_2}\cdot\frac{d^2}{d^2 - d_в^2} - \sigma_{d_в}\frac{d^2 + d_в^2}{d^2 - d_в^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.5)$$

Если в диафрагме или крышках сделаны отверстия, то максимальное напряжение (нормальное) ожидается в точках пересечения этих отверстий с центровой линией:

$$\sigma_{d_0} = 1{,}5\sigma_{d_i}\frac{\pi D_{отв}}{\pi D_{отв} - d_{отв}N_0}\ \frac{н}{см^2}, \qquad (2.6)$$

где N_0 — количество отверстий с диаметром $d_{отв}$, расположенных на центровой линии с диаметром $D_{отв}$;
σ_{d_i} — нормальное напряжение в соответствующей точке (на диаметре $D_{отв}$) диафрагмы при отсутствии отверстий:

$$\begin{aligned} &\sigma_{d_i} = 226\cdot 10^{-10}\cdot \varrho_м \cdot n^2 (D_{отв}^2 - d_в^2)\left[\left(\frac{d}{D_{отв}}\right)^2 - 1\right] + \\ &+ \sigma_{d_2}\left(\frac{d}{D_{отв}}\right)^2 \frac{D_{отв}^2 - d_в^2}{d^2 - d_в^2} + \sigma_{d_в}\left(\frac{d_в}{D_{отв}}\right)^2 \frac{d^2 - D_{отв}^2}{d^2 - d_в^2}\ \frac{н}{см^2}. \end{aligned} \qquad (2.7)$$

Все найденные напряжения должны быть меньше предела текучести σ_s материала рассматриваемого элемента конструкции. Более того, должен быть обеспечен гарантированный запас прочности (около трех), учитывающий ряд факторов: недопустимость гистерезиса перемещений, концентрацию напряжений, состояние поверхности деталей, качество материала, несовершенство расчетных формул. Значения пределов текучести σ_s приведены в табл. 2.2. В случае, если проверка на прочность показывает наличие опасных напряжений (превышающих $\frac{1}{3}\sigma_s$), то должны быть изменены размеры либо использован другой более прочный материал.

Вал (ось). Расчет вала на прочность также — поверочный расчет. Сначала необходимо задаться конфигурацией вала. Диаметр его шейки определяется внтуренним диаметром подшипника, а все остальные диаметры следует выбирать из условия постоянства отношения изгибающего момента к моменту сопротивления соответствующего сечения. Изгибающий момент определяется из эпюры моментов, построенной для случая действия двух максимальных поперечных сил, каждая из которых равна половине веса ГД, помноженного на кратность перегрузки.

При современных уровнях линейных и вибрационных перегрузок вал (ось) ГД испытывает значительные изгибающие напряжения: постоянные и знакопеременные. Влияние тангенциальных напряжений от крутящих моментов по сравнению с изгибающими можно не учитывать, так как моменты электродвигателей сравнительно невелики. Если ГД предназначен для работы при существенных внешних перегрузках, то можно не учитывать и силу одностороннего магнитного притяжения ротора к статору, возможную при естественных сборочных эксцентриситетах.

Однако даже при указанных упрощениях расчет на прочность вала (оси) достаточно трудоемок. Вместе с тем он не всегда необходим, так как в ГД вал (ось) выбирается из условий жесткости и обычно имеет достаточный запас прочности. Решить вопрос о целесообразности проведения расчета на прочность можно при помощи двух критериев [2.7] — условных запасов по прочности и выносливости.

Запас по прочности $k_{пр}$ может быть с занижением оценен как

$$k_{пр} = \frac{\sigma_s\,(d_{min}{}^3 - d_*{}^3)}{2{,}5(l_{max}\sum P + M_и)}, \qquad (2.8)$$

где d_{min} — минимальный диаметр вала (оси);

l_{max} — наибольшее расстояние между точками приложения сил;

$\sum P$ — максимальная сумма всех активных сил, действующих на вал (ось) в *н*; с приближением ее можно принять равной произведению веса маховика на сумму максимально возможных кратностей линейной и вибрационной перегрузок;

$M_и = H \cdot \omega_к \cdot 10^{-5}$ — максимально возможный гироскопический момент (в $н \cdot см$) от поворота корпуса со скоростью $\omega_к$ (1/*сек*).

Запас по выносливости $k_в$ можно оценить также с занижением по следующему критерию:

$$k_в = \frac{\sigma_{(-1)} \cdot (d_{\min}^3 - d_*^3)}{2{,}5 k_\sigma l_{\max} \sum P_\sim}, \qquad (2.9)$$

где $\sigma_{(-1)}$ — предел выносливости материала; его величина обычно не дается в справочниках по материалам, но может быть приближенно оценена как $\sigma_{(-1)} = (0{,}42—0{,}46)\sigma_в$ или $(0{,}65—0{,}7)\sigma_s$, где $\sigma_в$ и σ_s — пределы прочности и текучести на растяжение (табл. 2.2);

k_σ — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений; для случая изгиба круглых образцов k_σ может быть взят из [2.2]; обычно $k_\sigma = 1{,}1—1{,}6$;

$\Sigma P_\sim$ — максимальная знакопеременная нагрузка в *н*, которую без учета собственных вибраций ГД можно принять равной максимальной внешней вибрационной нагрузке, так как время ее действия обычно всегда больше 10^3 циклов.

Если запас прочности, рассчитанный по критериям (2.8) и (2.9), оказывается меньше трех, то только в этом случае следует подробно рассчитывать на прочность вал (ось). При этом можно использовать, например, рекомендации [2.7].

Глава третья

Подшипники гиродвигателя

3.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ШАРИКОПОДШИПНИКАХ ГИРОДВИГАТЕЛЯ

Опоры гиродвигателя — главные опоры гироскопа — обеспечивают стабильное положение центра масс ГД при вращении маховика. В качестве опор ГД применяются шариковые или аэродинамические подшипники.

Большинство ГД имеют радиально-упорные, разборные шарикоподшипники, получившие название магнетных. Они могут воспринимать радиальную и осевую нагрузки. Съемным кольцом может быть как наружное, так и внутреннее, что дает возможность собирать ГД любой реальной конструкции. Кольца подшипников и шарики изготавливают из специальной стали.

Шарикоподшипниковая сталь — это обычно хромистая сталь ШХ15. Желательна ее вакуумная плавка, уменьшающая неоднородность стали и, следовательно, повышающая долговечность подшипника. Рекомендуется [3.16] термообработка деталей подшипников до *HR* 58—61, т. е. до меньшей твердости, чем у обычных шарикоподшипников (*HR* 61—65). Такая термообработка хотя и несколько уменьшает предел допустимых напряжений, но стабилизирует геометрические размеры. Если при эксплуатации или хранении ГД возможна повышенная влажность, то вместо стали ШХ15 может быть применена нержавеющая сталь ЭИ928.

Сепаратор шарикоподшипника ГД обычно выполняется из текстолита на основе шифона, пропитанного фенольноформальдегидной смолой. Однако при высоких скоростях вращения (больших 30.000 *об/мин*) эти сепараторы быстро разрушаются из-за недостаточной теплостойкости и прочности. Как правило, разрушение наступает при повышении температуры вследствие износа и появления трещин на перемычках между гнездами под шарики. На смену текстолитовым приходят более износо- и температуростойкие сепараторы из синтетических материалов, например, найлона и тефлона [3.4]. Перспективно применение сепараторов непосредственно из твердого смазочного материала.

Смазка подшипников:

— создает масляную пленку вокруг тел качения, препятствуя контакту между металлом шариков и дорожек, уменьшая трение и увеличивая жесткость и несущую способность опор;

— предохраняет подшипники от коррозии;

— увеличивает теплопередачу;
— уменьшает шум.

Смазка должна обладать: химической и физической стабильностью, химической нейтральностью, чистотой, однородностью, липкостью, чтобы не происходило перераспределение ее массы под действием центробежных сил, ускорений, ударов, вибраций, низким давлением паров для возможности применения в вакуумированных гироузлах.

В табл. 3.1 приведены масла и смазки, наиболее часто употребляемые для главных опор.

Таблица 3.1

Смазки для главных опор гироскопа

Смазка	Вязкость при $t = 50°$ C		Эффективная вязкость при $t = -40°$ C *пуаз*	Температура каплепадения в °C	Температура застывания в °C	Рабочий диапазон температур °C
	кинематическая *сантистокс*	эффективная *пуаз*				
Масло ВНИИ НП № 2	3,1				—65	
„ ВНИИ НП № 6	8,7				—65	От —45 до +150
„ ОКБ-122-16	19—25				—70	От —60 до +100
Консистентная смазка ВНИИ НП-223		1,5—3	200—300	+175		
То же ВНИИ НП-228		1,5—3	600—1000	+175		От —45 до +150
„ ОКБ-122-7		12		+160	—70	От —50 до +120
„ ОКБ-122-12		11		+150	—70	От —60 до +120
„ ЦИАТИМ-202				+170	—50	От —50 до +150
„ ВНИИ НП-260		5—7,5		+200		От —45 до +180

В современных гироскопах практически исключена возможность принудительного или фитильного способов подачи смазки, поэтому объем смазки, закладываемый при сборке, должен быть достаточен для всего срока службы. Он строго дозирован, так как малое количество смазки означает значительный нагрев подшипника, что, в свою очередь, вызывает вытекание смазки или изменение ее свойств. Большое количество также нежелательно как с точки зрения стабильности центра масс, так и из-за возрастания момента трения при отрицательных температурах.

Жидкие минеральные масла для смазки главных опор применяют лишь в том случае, если требуется небольшая долговечность ГД — менее 200 *час*, но важна минимальная величина момента трения, особенно при низких температурах. При большей требуемой долговечности применяются консистентные смазки, представляющие собой эмульсию минерального масла в кальциевом или другом мыле.

Сохранность даже консистентной смазки в высокоскоростном подшипнике при требуемой долговечности ГД выше 500 *час* порой недостаточна. Вытекание смазки из подшипникового узла является в большинстве случаев причиной выхода ГД из строя. В известной степени этот недостаток можно устранить, предусмотрев в подшипниковом узле карманы для смазки. В каждом конкретном ГД конструкция карманов специфична. На рис. 3.1 показан один из примеров их выполнения. Другой способ сохранения смазки — предварительная пропитка смазочным составом сепаратора. Пористый сепаратор абсорбирует масло и при работе равномерно подает его в подшипник. Степень выделения масла зависит от местной температуры. Следовательно, с увеличением трения увеличивается и подача масла, причем она происходит с такой скоростью, что исключено его попадание на другие части ГД, кроме подшипника.

При низкой отрицательной рабочей температуре, требовании малого момента трения и в условиях невысокой долговечности выгоден так называемый гальванический способ нанесения смазки [3. 16]. Он заключается в погружении подшипника в смесь смазки с растворителем и последующем выпаривании растворителя.

Геометрия рабочих поверхностей подшипника. Основные конструктивные параметры подшипника показаны на рис. 3.2. Угол контакта $\beta_к$ представляет собой угол между линией, проходящей через пару точек контакта шарика с кольцами, и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника и определяется кривизной беговых дорожек и размерами шариков [см. (3.6)]. Увеличение $\beta_к$ повышает жесткость подшипника, но вызывает бо́льшие напряжения при возможных деформациях.

Размеры и форма рабочих и посадочных поверхностей подшипника должны быть выполнены очень точно. Для большинства ГД применяются подшипники, изготовляемые по самому высокому классу точности — сверхпрецизионному (*С*). Чем точнее подшипник, тем менее вероятен преждевременный выход его из строя, меньше момент трения, вибрации и износ. Особенно это относится к высокоскоростным подшипникам. В наиболее ответственных гироузлах применяются подшипники с очень жесткими допусками 0,5—1 *мк* [3. 13].

Для обеспечения длительной и плавной работы подшипника необходимо высокое качество поверхностей шариков и беговых дорожек, поэтому шарики полируются по ∇ 13, а беговые дорожки по ∇ 12,13. Некоторое улучшение качества и геометрии поверхно-

стей достигается при предварительной приработке подшипников в ГД.

Посадки подшипников в корпус (крышки) и на шейки вала (оси) имеют очень важное значение. Посадочные места должны быть выполнены с такой же точностью, как и сам подшипник. Посадки с зазором неприемлемы из-за возможных перекосов и смещений колец в процессе эксплуатации, а при чрезмерном натяге деформируются рабочие поверхности подшипника, повышается его вибрация и износ.

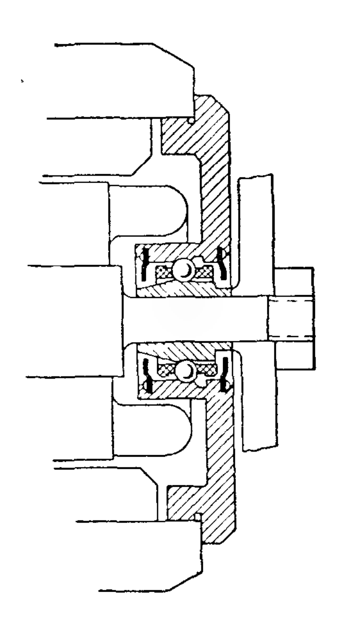


Рис. 3.1. Подшипник ГД с маслозащитными шайбами и канавкой на наружном кольце для сохранности смазки

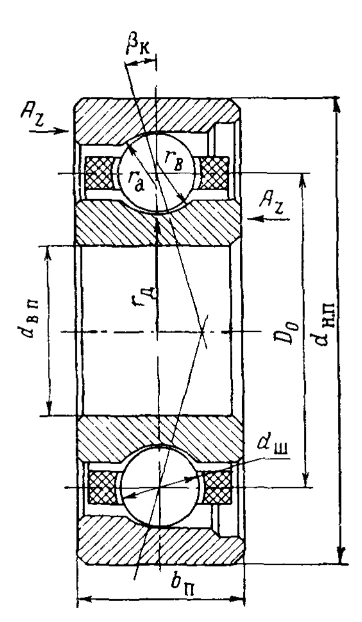


Рис. 3.2. Геометрия подшипника

Посадочные места обычно обрабатываются по одной из переходных посадок первого класса точности. Допуски желательно назначать так, чтобы посадить кольца с небольшим натягом (натяг для вращающихся колец должен быть несколько бóльшим). В зависимости от размеров подшипника натяг может колебаться в пределах от 2—10 *мк*, а допуск на колебание натяга при сборке — 1—3 *мк*. Обеспечение такого допуска возможно либо при сортировке деталей на группы с интервалом 0,5—1 *мк*, либо при доводке посадочных поверхностей под требуемый размер. Существует определенная связь между натягом и усилием посадки. По усилию посадки наиболее просто осуществим контроль требуемого натяга. Такой способ контроля одновременно предъявляет повышенные

требования в отношении конусности и овальности посадочных поверхностей.

Необходима не только точность посадочных поверхностей, но и высокая их соосность, а также перпендикулярность к ним заплечиков. Это требование вызвано желанием иметь не только правильную геометрию рабочих поверхностей, но концентричное и параллельное расположение их относительно друг друга. Уменьшить влияние посадок и сократить результирующие допуски позволяют совмещенные сборки.

Совмещенная сборка предусматривает изготовление беговых дорожек непосредственно на конструктивных элементах ГД (валах, осях, крышках), чем одновременно достигается и экономичное использование объема. В конструкции, приведенной на рис. 2.1, применена совмещенная сборка, состоящая из оси с выполненными на ней беговыми дорожками и двух внешних колец подшипника. Совмещенные сборки имеют повышенную точность, изготовляются на прецизионном специализированном оборудовании и поэтому имеют очень высокую стоимость. Материалы вала (оси) и корпуса (крышек) подбираются с учетом эффекта теплового расширения.

Качество сборки определяется не только степенью точности посадок и расположения посадочных поверхностей, но и чистотой. Требования к помещению, сборочным верстакам и костюму сборщика очень высоки. Попадание пылинок в опоры ГД недопустимо в такой же степени, как гравия в редуктор.

Наиболее ответственные операции при сборке — тщательная очистка и контроль подшипников, их посадка и установка предварительной осевой нагрузки.

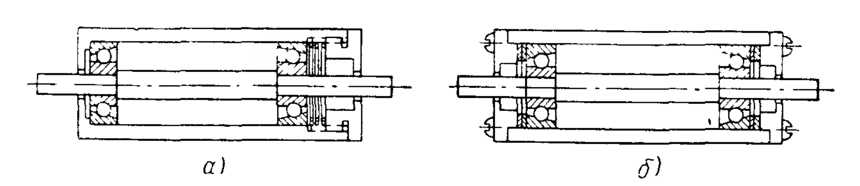


Рис. 3.3. Способы создания предварительной нагрузки на подшипник: *а*—одной винтовой пружиной; *б*—симметричными пружинными шайбами

Предварительная нагрузка на подшипники, в отличие от двигателей общего применения, в ГД принципиально необходима, чтобы обеспечить стабильное положение центра его масс. Конструкция должна быть жесткой и упругой, а осевые зазоры, предусматриваемые в целях термокомпенсации в обычных двигателях, здесь недопустимы.

Способы создания и контроля предварительной нагрузки на подшипники могут быть самыми различными. На рис. 3.3 схематично показаны два способа: а) с помощью одной винтовой пру-

жины и б) с помощью двух симметричных тарельчатых пружин. Второй способ более благоприятен, поскольку здесь уменьшена вероятность односторонних смещений. В жестких конструкциях ГД роль двух тарельчатых пружин обычно выполняют крышки, в достаточной мере эластичные, чтобы не было разрушения подшипника.

Более эластичная, но менее стабильная конструкция оказывается менее чувствительной к температурным деформациям, а значит и к износу подшипников. При отказе от пружин необходим тщательный анализ тепловых полей ГД и обоснованный подбор конструкционных материалов. Иначе даже при относительно малом различии тепловых расширений вращающихся и неподвижных частей ГД (в несколько *мк*) нагрузка на подшипники может превысить допустимый предел.

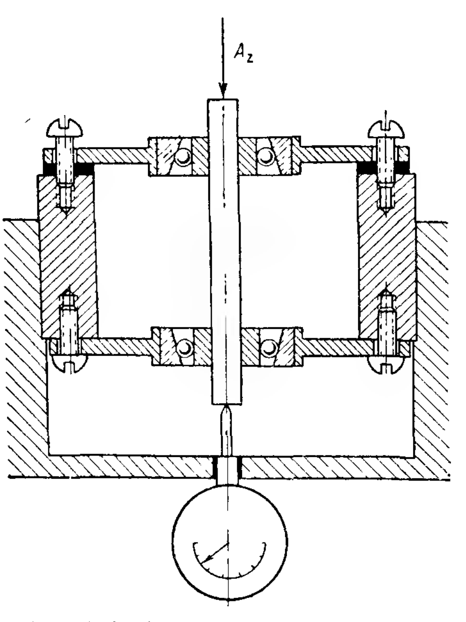


Рис. 3.4. Схема установки и контроля предварительной осевой нагрузки на подшипники

Контроль предварительной нагрузки необходим потому, что от ее величины зависит жесткость конструкции и работоспособность подшипников. Известны косвенные способы контроля предварительной нагрузки:

— по моменту трения при рабочей скорости вращения;

— по связанному с ним времени выбега маховика с некоторой скорости;

— по эластичности конструкции;

— по частоте собственной вибрации ГД.

Эти методы позволяют одновременно контролировать качество подшипников и общей сборки.

Рассмотрим наиболее распространенный в настоящее время метод установки и контроля предварительной нагрузки. На рис. 3.4 схематично показана сборка: ось—подшипники—крышки—маховик симметричного ГД. Маховик прочно закреплен на «идеально» жестком основании. Винты верхней крышки расслаблены, так что усилие на подшипники, не считая веса оси, отсутствует. Приложим к оси вертикальную нагрузку, равную требуемому предварительному натягу. За счет податливости нижних подшипника и крышки ось ГД сместится вниз. Зафиксируем это перемещение прибором, укрепленным на основании. Теперь устраним вертикальную на-

грузку на ось и создадим ее за счет верхней крышки, заворачивая винты. Требуемая предварительная нагрузка будет достигнута тогда, когда прибор укажет величину прежнего перемещения. Суммарная погрешность измерения и несовпадения показаний прибора при повторном нагружении за счет крышки не должна превосходить десятых долей микрона. В этом положении крышка фиксируется относительно маховика либо подбором шайб между крышкой и маховиком, либо подторцовкой одного из элементов, а затем жестко укрепляется винтами. Подторцовка предпочтительнее в смысле стабильности прибора, но в условиях серийного производства дешевле подбор шайб, который допустим для гироскопов средней и низкой точности. Такая шайба применена, например, в конструкции рис. 2. 3. При использовании пружин принцип контроля нагрузки остается тем же, правда, можно принять более широкие допуски, так как одному и тому же изменению нагрузки здесь из-за меньшей жесткости соответствуют большие перемещения.

Основной недостаток рассмотренного метода в том, что он позволяет определить предварительную осевую нагрузку лишь в статическом режиме. В работающем ГД оценку предварительной нагрузки производят по наиболее низкой частоте собственной вибрации гироузла. В [3. 19] сообщается о возможности контроля осевой нагрузки подшипников также и посредством измерения скорости вращения сепараторов.

Долговечность. Практика показывает, что в большинстве случаев долговечность высокоскоростных миниатюрных шарикоподшипников ограничивается не только качеством собственно подшипника, но и рядом конструктивных, технологических, эксплуатационных факторов. Для того, чтобы подшипники нормально работали, недостаточно лишь выбрать жесткие допуски на посадочные поверхности, необходимо также сохранить приблизительное постоянство осевой нагрузки на подшипники при температурных деформациях, не превысить допустимый предел температуры смазки, принять конструктивные меры по сохранению смазки в подшипниковом узле и произвести предварительную приработку.

Цель приработки состоит в уменьшении шероховатости рабочих поверхностей и в обеспечении проникновения смазки в сепаратор. В процессе приработки возможен не только интенсивный износ, но и неравномерность износа двух подшипников. Если бы это происходило уже в период эксплуатации ГД, то гироскоп в течение короткого промежутка времени приобрел бы значительную скорость дрейфа. Время приработки при консистентных смазках составляет от нескольких часов до пятидесяти, причем скорость рекомендуется повышать ступенями, начиная с небольшой, чтобы избежать местных перегревов при интенсивных износах в начале приработки. Об окончании приработки можно судить по стабилизации момента трения в подшипинках. Уменьшение момента трения при приработке по данным [2. 3] достигает 40—45%. После при-

работки обычно ГД разбирается. Смазка удаляется, осматриваются беговые дорожки, вновь вводится порция чистой смазки и устанавливается осевая нагрузка на подшипники. Только после этого они готовы к работе.

Срок службы высокоскоростных подшипников ГД на практике обычно обратно пропорционален квадрату—кубу скорости вращения, а при усталостном разрушении он должен быть обратно пропорциональным скорости лишь в первой степени.

Практически только при низких скоростях вращения (менее 15 000 *об/мин*) имеет смысл оценивать срок службы до разрушения подшипника по причине усталостных деформаций. В этом случае долговечность h рассчитывается известным способом [3.1] по коэффициенту работоспособности C:

$$h=\frac{1}{n}\left(\frac{C}{Q}\right)^{3,3} \text{час}, \qquad (3.1)$$

где n — скорость вращения в *об/мин*;

Q — эквивалентная нагрузка в *н*;

C — коэффициент работоспособности, соответствующий согласно стандартам 90% надежности,

$$C=4,1\cdot 10^4 \frac{d_ш^2 z_ш^{2/3} \cos\beta_0}{1+0,2d_ш} \text{н}; \qquad (3.1а)$$

$d_ш$ — диаметр шарика в *см*;

$z_ш$ — количество шариков в подшипнике;

β_0 — первоначальный угол контакта (для ГД $\beta_0=12$—35°).

Долговечность подшипника с надежностью S, большей 90%, подсчитывается по коэффициенту работоспособности C_*, определяемому в соответствии с табл. 3.2 [3.23].

Таблица 3.2

Коэффициент работоспособности при повышенной надежности

S %	90	92	95	97	99	99.5	99.9	99,95
C_*/C	1	0,93	0,85	0,77	0,63	0,53	0,39	0,38

При реальных рабочих скоростях вращения ГД, больших 15 000 *об/мин*, долговечность высокоскоростных гироскопических шарикоподшипников с текстолитовым сепаратором и консистентной смазкой может быть оценена по практическим данным, приведенным в табл. 3.3.

При совершенствовании качества подшипников, смазок и при повышении точности сборки долговечность будет повышаться. Естественно, что совмещение сборки долговечнее, чем обычные под-

√

Таблица 3.3

Долговечность гироскопических шарикоподшипников

Скорость вращения n *об/мин*	$(11—15)\cdot10^3$	$(22—30)\cdot10^3$	$(50—60)\cdot10^3$
Долговечность h в *час*	$(5—15)\cdot10^3$	$(0,5—4)\cdot10^3$	$(0,1—0,5)\cdot10^3$

шипники. По рекламным данным на некоторых зарубежных образцах ГД при скоростях вращения $n=12\,000$ *об/мин* долговечность достигает $30\cdot10^3$ *час*, а при $n=24\,000$ *об/мин* — $12\cdot10^3$ *час*.

3.2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Выбор подшипников для ГД — один из важнейших моментов его проектирования. В основном подшипники выбираются из существующих стандартных. В некоторых случаях для разрабатываемого ГД проектируются специальные подшипники — совмещенные сборки. Однако в обоих случаях подход к задаче одинаков.

Как указывалось, долговечность высокоскоростных подшипников в бóльшей степени зависит от ряда случайных факторов, чем от частоты циклических напряжений и нагрузки. Она, следовательно, значительно меньше расчетной величины. Поэтому выбор подшипников по коэффициенту работоспособности был бы неоправданным. Основным условием выбора гироскопических подшипников, как и любых других, является непревышение контактных напряжений выше допустимых — $\sigma_{max}\leqslant(3\div4)\cdot10^5$ *н/см²*. При этом подшипники могут быть предварительно выбраны ориентировочно по следующей формуле:

$$10^5 z_{ш} d_{ш}^2 \sin\beta_0 \geqslant k m_{м}. \qquad (3.2)$$

Здесь k — кратность максимальной перегрузки;

$m_м$ — масса вращающихся частей в *г*.

Произведения $z_ш d_ш^2$ для наиболее распространенных подшипников даны в табл. 3.4.

Осевая нагрузка на подшипники, устанавливаемая при сборке ГД, должна быть такой, чтобы с одной стороны, была обеспечена достаточная жесткость пары предварительно нагруженных подшипников, а с другой — чтобы не был велик момент трения. Если предварительная нагрузка мала, то при внешних перегрузках в осевом направлении один из подшипников будет полностью разгружаться. В разгруженном подшипнике возникает проскальзывание шариков от гироскопических сил, повышенная вибрация, бой сепараторов и ряд других факторов, приводящих к его преждевременному износу и выходу из строя. Учитывая это, *предварительная осевая* нагрузка на подшипники должна быть равна примерно *15—50% от максимально возможной нагрузки* на них, но не меньше, чем удвоен-

Таблица 3.4

Основные данные наиболее употребляемых высокоскоростных приборных шарикоподшипников для гиродвигателей*

Условный номер подшипника	Внутренний диаметр $d_{в.п}$	Наружный диаметр $d_{н.п}$	Ширина $b_п$	Число шариков $z_ш$	Диаметр шарика $d_ш$	$z_ш d_ш^2$
			Съемное наружное кольцо			
ЦКБ 2213Е	0,25	0,7	0,25	6	0,13	0,101
С6023Е	0,3	1,0	0,4	6	0,1588	0,152
С1006094Е	0,4	1,1	0,4	6	0,20	0,24
С6074ЕТ	0,4	1,6	0,5/1,0	7	0,20	0,28
С1006095Е	0,5	1,3	0,4	7	0,20	0,28
С1006096Е	0,6	1,5	0,5	8	0,2381	0,456
С6026Е	0,6	1,9	0,6	6	0,3969	0,948
С6017Е	0,7	1,9	0,6	6	0,3969	0,948
С6027Е	0,7	2,2	0,7	6	0,4763	1,37
А6008Е	0,8	2,4	0,7	7	0,4763	1,60
С6101Е	1,2	2,8	0,8	9	0,4763	2,05
6102Е	1,5	3,2	0,9	10	0,50	2,50
			Съемное внутреннее кольцо			
С1076691Е	0,15	0,5	0,2	5	0,10	0,05
С2076083Е	0,3	0,7	0,25	6	0,13	0,101
С76254Е	0,25	0,8	0,28	6	0,1588	0,1505
С2076084Е	0,4	0,9	0,3	9	0,13	0,152
С1076095Е	0,5	1,3	0,4	7	0,20	0,28
ЦКБ 1033Е	1,5	3,5	1,1	9	0,5933	3,17

* Все размеры в *см*.

ный вес вращающихся частей. Окончательно сам подшипник и предварительная нагрузка на него выбираются лишь в результате расчета жесткостей.

Как упоминалось, пара предварительно нагруженных подшипников обладает наибольшей эластичностью в сравнении с остальными элементами ГД. Поэтому подшипники чаще всего и определяют наиболее опасную низшую собственную частоту гироузла. Именно неодинаковые жесткости подшипников являются основной

причиной дрейфа гироскопа от неравножесткости. С этой точки зрения лучшим вариантом были бы «идеально» жесткие подшипники, однако они были бы слишком велики и имели бы недопустимо большой момент трения.

В связи с этим расчет характеристик смещений по перпендикулярным направлениям пары предварительно нагруженных подшипников представляет собой наиболее важную задачу при расчетах жесткостей и собственных частот гироузла. Этот расчет производится по формулам, полученным на основе контактной теории Герца [3.15], [3.20].

Сначала в результате расчета жесткостей гироузла определяются требуемые характеристики жесткости подшипника в радиальном и осевом направлениях, а затем эти характеристики обеспечиваются соответствующим выбором параметров последнего.

Рассмотрим это на конкретном примере ГД, приведенного на рис. 2.1. Пусть аксиальные жесткости оси, двух предварительно нагруженных подшипников и двух крышек соответственно равны C_{1z}, C_{2z} и C_{3z}, а их радиальные жесткости — C_{1x}, C_{2x}, C_{3x}. Соответственно масса оси со статором — m_1, подшипников — m_2 и крышек с маховиком — m_3. Поскольку реальная конструкция состоит из нескольких тел, то под ее массой подразумевают суммарную массу всех тел, сосредоточенную в центре тяжести, а жесткости представляют собой эквивалентные жесткости всей конструкции.

При параллельном соединении p тел с жесткостями C_i и массами m_i их эквивалентная жесткость C равна

$$\frac{1}{C}=\sum_{i=1}^{p}\frac{1}{C_i}\left[\frac{m_i}{\sum\limits_{i=1}^{p} m_i}\right]^2, \qquad (3.3а)$$

а при последовательном соединении тех же тел (причем номера тел приняты в порядке удаления их от заделки)

$$\frac{1}{C}=\frac{1}{C_1}+\sum_{i=2}^{p}\frac{1}{C_i}\left[\frac{\sum\limits_{i=k}^{p} m_i}{\sum\limits_{i=1}^{p} m_i}\right]^2, \qquad (3.3б)$$

где k — номер члена данного выражения.

Система с параллельно-последовательными жесткостями подобно тому, как это делается с электрическими цепями, свертывается шаг за шагом при помощи (3.3а) и (3.3б) к одной массе с эквивалентными жесткостями по трем осям.

Для того чтобы ГД, имеющий последовательное соединение жесткостей C_1, C_2, C_3, был равножестким, необходимо обеспечить следующее равенство:

$$\frac{1}{C_{1z}}+\left(\frac{m_2+m_3}{m_1+m_2+m_3}\right)^2\frac{1}{C_{2z}}+\left(\frac{m_3}{m_1+m_2+m_3}\right)^2\frac{1}{C_{3z}}=\frac{1}{C_{1x}}+$$
$$+\left(\frac{m_2+m_3}{m_1+m_2+m_3}\right)^2\frac{1}{C_{2x}}+\left(\frac{m_3}{m_1+m_2+m_3}\right)^2\frac{1}{C_{3x}}. \qquad (3.4)$$

Массой подшипников ввиду ее малости можно пренебречь: $m_2=0$. Ось обычно имеет аксиальную жесткость, значительно превосходящую жесткости остальных элементов. Будем считать $C_{1z}=\infty$, а крышки примем равножесткими $C_{3z}=C_{3x}$. Тогда, чтобы обеспечить равножесткость ГД, необходимо выбрать подшипники, неравножесткие по двум направлениям. Их жесткости из (3.4) должны удовлетворять соотношению

$$\frac{1}{C_{2z}}-\frac{1}{C_{2x}}=\left(\frac{m_1+m_3}{m_3}\right)^2\frac{1}{C_{1x}}, \qquad (3.5)$$

т. е. радиальная жесткость должна быть больше осевой.

Помимо того, что в каждом конкретном ГД подшипники должны обладать определенным соотношением радиальной и осевой жесткостей, абсолютная величина их жесткости также предопределена. Излишние жесткости могут привести к разрушению подшипника от температурных деформаций, а при излишней податливости недопустимо низка стабильность центра масс ГД при перегрузках.

Характеристики упругих смещений подшипников могут быть подобраны для каждого конкретного случая путем вариации пяти величин: предварительной нагрузки A_{z0}, радиусов желобов дорожек качения внутреннего $r_в$ и наружного кольца $r_а$, диаметра шарика $d_ш$ и первоначального угла контакта β_0:

$$\beta_0=\arccos\left[1-\frac{\frac{1}{2}e+\Delta_{п.н}}{\Delta_{п.н}+r_0}\right], \qquad (3.6)$$

где $r_0=r_в+r_а-d_ш$ — расстояние между центрами кривизны при установке подшипников без зазора;

e — радиальный (комплектовочный) зазор;

$\Delta_{п.н}$ — изменение радиального зазора в подшипнике при посадке колец в корпус и на вал равно приблизительно 75—85% суммы натягов наружного и внутреннего колец.

Отношения $r_в/d_ш$ и $r_а/d_ш$ меняются в нешироких пределах и для гироскопических подшипников $r_в/d_ш \approx 0{,}55$, а $r_а/d_ш \approx 0{,}58$.

Поскольку первоначальный угол контакта является производной величиной от $r_в$, $r_а$ и $d_ш$, то практически независимыми переменными являются только A_{z0}, $r_в$, $r_а$ и $d_ш$. Изменяя незначительно диаметр шариков $d_ш$, можно получить широкое изменение угла β_0, а следовательно, и требуемое соотношение жесткостей.

Обозначим контактную деформацию колец подшипников относительно друг друга в осевом направлении от положения касания через δ_z, а в радиальном — через δ_x.

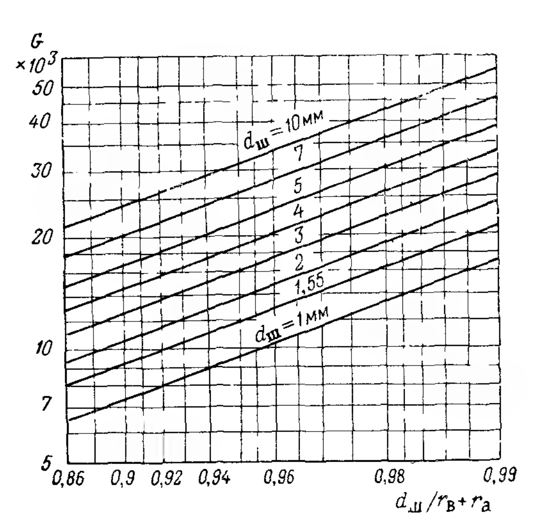


Рис. 3.5. Номограмма для определения упругой характеристики подшипника G

Осевая нагрузка, соответствующая осевому перемещению колец подшипника на δ_z, будет

$$A_z \approx 310 z_ш r_0^{1,5} G (\varrho_z \sin\beta_0)^{1,5} \sin\beta_к \ н. \qquad (3.7)$$

Здесь G — упругая характеристика подшипника, зависящая от геометрии сопрягаемых поверхностей, модуля упругости и коэффициента Пуассона материала, находится по рис. 3.5;

$\varrho_z = \frac{\delta_z}{r_0}$ — относительное перемещение; δ_z и r_0 в *см*;

$\beta_к$ — угол контакта после приложения нагрузки A_z:

$$\sin\beta_к = \frac{\sin\beta_0 + \varrho_z}{\sqrt{\cos^2\beta_0 + (\sin\beta_0 + \varrho_z)^2}}. \qquad (3.8)$$

Используя (3.7) и (3.8), можно построить зависимость $A_z = f(\delta_z)$, что и сделано на рис. 3.6 для подшипника с первоначальным углом контакта $\beta_0 = 15°$ ($z_ш = 8$; $d_ш = 0{,}238$ *см*; $\frac{d_ш}{r_в + r_а} = 0{,}89$).

Предельная осевая нагрузка на подшипник может быть равна $kgm_м$. Пусть ей соответствует перемещение $\delta_z = 2\delta_{z0}$. Желательно, чтобы при этой максимальной нагрузке один из пары предварительно нагруженных подшипников полностью не разгружался во

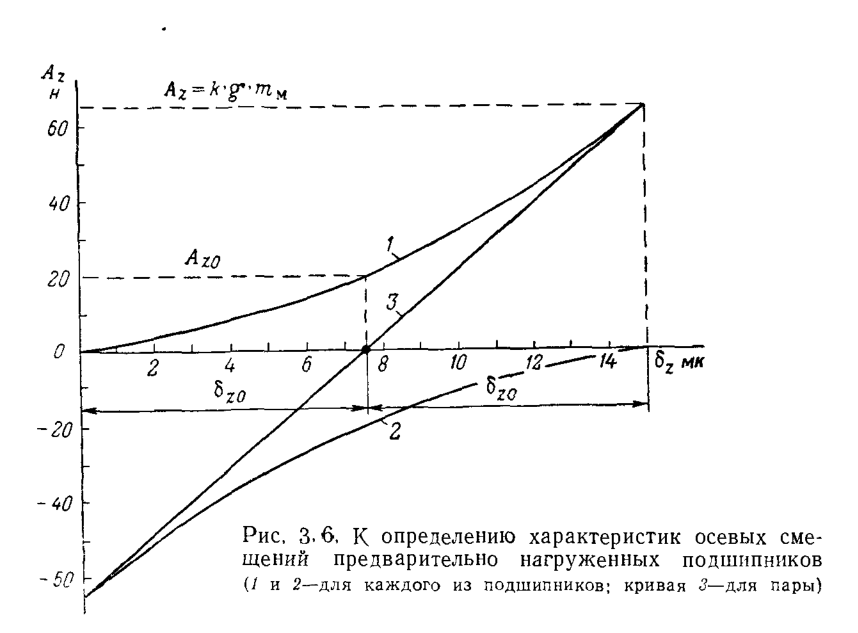


Рис. 3.6. К определению характеристик осевых смещений предварительно нагруженных подшипников (*1* и *2*—для каждого из подшипников; кривая *3*—для пары)

избежание потери ГД упругости, проскальзывания и биения шариков. Пусть при предельной нагрузке на один из подшипников второй имеет исчезающе малую нагрузку, так что у него $A_z \to 0$. По мере разгрузки первого подшипника второй нагружается (для него на рис. 3.6 отсчет смещений ведется от точки $2\delta_{z0}$ влево, а отсчет нагрузок — в отрицательном направлении оси ординат). При $\delta_z = \delta_{z0}$ ($\varrho_z = \varrho_{z0}$) нагрузка A_z равна предварительной нагрузке на пару подшипников — A_{z0}. Если принять, что нагрузка пропорциональна перемещению в степени 3/2, то $A_{z0} \approx 0{,}35\, kgm_м$.

Суммарная характеристика осевых перемещений пары подшипников проходит через точку $\delta_z = \delta_{z0}$, $A_z = 0$. Эта характеристика в большей степени приближается к линейной и соответствует большей средней жесткости, чем характеристика каждого из подшипников.

Если теперь к предварительно нагруженным подшипникам приложить радиальную силу A_x, то она вызовет относительное

смещение $\varrho_x = \frac{\delta_x}{r_0}$. Связь между A_x и ϱ_x определяется формулой

$$A_x = 620G \cdot r_0^{1,5} \times$$

$$\times \sum_{i=1}^{z_ш} \frac{(\varrho_x \cos\beta_0 \cos\varphi_i^* + \varrho_{z0} \sin\beta_0)^{1,5}}{\sqrt{1 + \frac{d_ш}{r_в + r_а}\left(\frac{\sin\beta_0 + \varrho_{z0}}{\cos\beta_0 + \varrho_x \cos\varphi_i^*}\right)^2}} \cos\varphi_i^*, \qquad (3.9)$$

где $\cos\varphi_i^* = \cos\left[i\frac{360}{z_ш}\right]$, а i соответствует номеру шарика и меняется от 1 до $z_ш$. Суммирование распространяется на все шарики, кроме тех, которые не передают нагрузку, о чем свидетельствуют отрицательные значения выражения в скобках числителя.

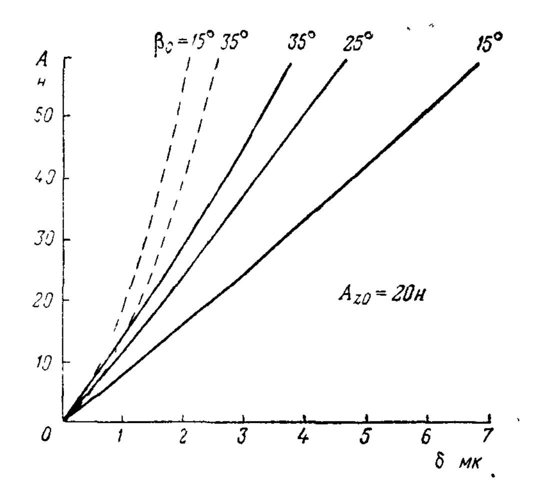


Рис. 3.7. Характеристики смещений по двум осям пары предварительно нагруженных подшипников

(——— в осевом направлении, — — — — в радиальном)

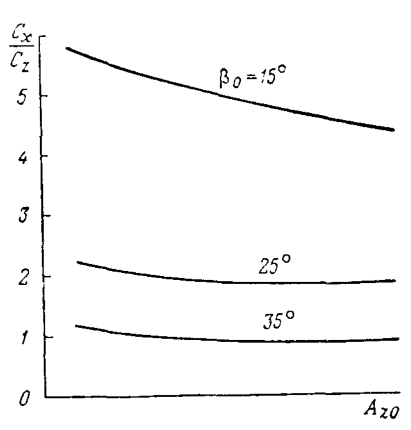


Рис. 3.8. Отношение радиальной C_x и осевой C_z жесткостей подшипника в функции предварительной нагрузки и угла контакта

Формулы (3.7) и (3.9) — формулы поверочного расчета. Они могут быть использованы и при проектировании, если для пары подшипников построить семейство зависимостей $A_z = f(\delta_z)$ и $A_x = f(\delta_x)$ при различных значениях первоначального угла контакта β_0 и предварительной осевой нагрузки A_{z0}. Такое семейство графиков построено на рис. 3.7 для той же пары подшипников, что и на рис. 3.6. Область возможных значений $A_x = f(\delta_x)$ ограничена сверху из условия, что при максимальной радиальной нагрузке $A_x = kgm_м$ ни один из шариков не будет разгружен:

$$\varrho_x < \cos\beta_0 - \sqrt{1 - (\sin\beta_0 + \varrho_z)^2}. \qquad (3.10)$$

По графикам, подобным приведенным на рис. 3.7, можно найти жесткости пары подшипников при выбранных нагрузке A_{z0} и угле β_0, и наоборот, выбрать A_{z0} и β_0, исходя из требуемых радиальной и осевой жесткостей. При угле контакта, приблизительно равном $\beta_0 \approx 35°$, осевая и радиальная жесткости пары предварительно нагруженных подшипников равны, причем это практически не нарушается и при изменении предварительной нагрузки в широких пределах. На рис. 3.8 показана качественная зависимость соотношения радиальной и осевой жесткостей пары предварительно нагруженных подшипников в функции предварительной нагрузки.

Формулы (3.7) и (3.9) позволяют рассчитать предварительную осевую нагрузку и жесткости подшипника в статическом режиме. В рабочем режиме из-за наличия масляной пленки между контактирующими телами осевая нагрузка и жесткость увеличиваются, причем тем больше, чем больше скорость вращения и вязкость смазки [3.3].

Может оказаться, что для выбранного подшипника требуемую жесткость удается получить лишь при таких нагрузках A_{z0}, когда контактное напряжение в теле шарика будет выше допустимого. Поэтому, определив из расчета жесткостных характеристик требуемую предварительную нагрузку, необходимо проверить контактное напряжение в теле шарика:

$$\sigma_{max} = \frac{1{,}88 \cdot 10^4}{\mu^* \nu^*} \sqrt[3]{\left[\frac{A_z}{0{,}9 \sin \beta_к} + \frac{A_x}{0{,}4 \cos \beta_к}\right] \frac{(\sum \varrho)^2}{z_ш}} \leqslant 4 \cdot 10^5 \ н/см^2. \quad (3.11)$$

Здесь A_z и A_x — осевая и радиальная нагрузки на подшипник в *н* с учетом максимальной внешней перегрузки;

$$\sum \varrho = \frac{4}{d_ш} + \frac{1}{r_д} - \frac{2}{r_в + r_а}; \quad (3.12)$$

$r_д$ — радиус по беговой дорожке внутреннего кольца:

$$r_д \approx 0{,}41\, d_{в.п} + 0{,}09\, d_{н.п}; \quad (3.13)$$

$d_{в.п}$ и $d_{н.п}$ — внутренний и наружный диаметры подшипника; μ^* и ν^* — коэффициенты, определяемые по величине

$$\tau = \frac{\frac{1}{r_д} + \frac{2}{r_в + r_а}}{\sum \varrho}$$

из следующих данных:

τ^*	0,851	0,874	0,892	0,91	0,946	0,971	0,982	0,991	0,997
$\mu^*\nu^*$	1,318	1,362	1,404	1,455	1,606	1,81	1,985	2,27	2,855

Если неравенство (3.11) не удовлетворяется, то необходимо выбрать более крупные подшипники и для них заново рассчитать жесткости. В динамическом режиме из-за наличия масляной пленки подшипники могут нести бóльшие нагрузки [3.3].

Выбранные подшипники можно считать оптимальными, если у них:

— контактные напряжения во всех режимах работы ниже допустимых;

— достигнуты требуемые характеристики жесткостей;

— момент трения минимально возможный.

3.3. МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ШАРИКОПОДШИПНИКАХ

Потери на трение в подшипниках составляют от 20 до 100% от общих механических потерь, поэтому без их знания невозможно спроектировать ГД.

Теоретический расчет трения в подшипниках является чрезвычайно сложной задачей ввиду значительного количества влияющих факторов как закономерных, так и случайных. Среди них: качество и геометрия рабочих поверхностей, точность сборки, предварительная нагрузка, качество и количество смазки, скорость вращения, температура. В подшипнике, помимо момента трения качения, представляющего собой сумму моментов упругого гистерезиса и скольжения на поверхности контакта, существует трение между шариками и сепаратором, сепаратором и кольцами.

Начиная с некоторых скоростей вращения, зависящих от величины предварительной нагрузки, трущиеся поверхности разделяет устойчивая масляная пленка, и процесс приобретает характер вязкого трения между элементами подшипника и смазкой.

Общий момент трения в шарикоподшипниках согласно [3.8] может быть представлен в виде суммы двух моментов: зависящего от нагрузки и зависящего от скорости вращения и вязкости смазки. Основными факторами, определяющими момент трения для данного типа подшипников и класса точности их изготовления, являются параметры подшипника, нагрузка на них, скорость вращения и параметры смазки.

Параметры подшипника, влияющие на момент трения, — это его геометрические размеры: наружный и внутренний диаметры, диаметр и количество шариков, радиус по беговой дорожке внутреннего кольца.

При реальных соотношениях радиальной и предварительной осевой нагрузок подшипника и угле контакта $\beta_к < 35°$ момент трения практически не зависит от радиальной нагрузки, а определяется лишь предварительной осевой нагрузкой A_{z0}.

Скорость вращения — фактор, существенно влияющий на момент трения гироскопического подшипника. Достаточно сказать, что у большинства ГД рабочий момент трения в подшипниках

больше статического в 2—8 раз. Известно, что с увеличением скорости возрастает как трение качения [3.9], так и трение гидродинамическое [3.3]. Особенно значительное увеличение момента трения часто наблюдается при увеличении скорости выше 30 000 *об/мин.* Здесь сказывается целый ряд дополнительных факторов, совершенно не учитываемых в низкоскоростных подшипниках: центробежные усилия, вибрации, значительные местные нагревы. Исходя из сказанного, нельзя считать правильными рекомендации, например, [2.1], [2.6] по подсчету момента трения высокоскоростных гироскопических подшипников, так как в них не учтено влияние скорости.

Вязкость является наиболее важным параметром смазки, влияющим на момент трения. По данным [3.6] момент трения пропорционален вязкости в степени от 0,5 до 1. В свою очередь, вязкость смазки существенно зависит от ее температуры. Момент трения в подшипниках увеличивается (до двух раз) при переходе от нормальной температуры (20° С) к крайней из рабочего диапазона отрицательной температуре (обычно от —30 до —50° С). В рабочих условиях температура точки контакта всегда положительна. Лишь при запуске при отрицательных температурах момент трогания в подшипниках может увеличиться до 10 раз в сравнении с нормальными условиями. При переходе от нормальных условий к крайней положительной температуре момент трения уменьшается, но в значительно меньшей степени, так же как и вязкость смазки. Количество смазки в подшипнике имеет значение для момента трения лишь при отрицательных температурах, когда смазка загустевает.

До настоящего времени отсутствуют необходимые рекомендации по расчету момента трения гироскопических подшипников. Затруднителен не только точный его расчет, но даже и предварительная оценка. Однако по сравнению с подшипниками общего применения гироскопические подшипники имеют лучшее качество, более узкие допуски, а следовательно, и меньший разброс в характеристиках трения. Более того, основную долю в моменте трения их имеет скоростная (в основном гидродинамическая) составляющая, в малой степени зависящая от точности геометрии подшипника. Естественный разброс в моментах трения качественных подшипников составляет обычно $\pm 20\%$.

По результатам обработки опытных данных, не претендуя на исчерпывающие рекомендации, можно предложить следующую эмпирическую формулу для подсчета момента трения пары гироскопических подшипников:

$$M_{\text{т.п}} = 0{,}6 \cdot 10^{-3} A_{z0} \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} \frac{1}{\sqrt[3]{z_{\text{ш}} d_{\text{ш}}}} + 4{,}41 \cdot 10^{-6} D_0^3 n \ \text{н} \cdot \text{см}. \quad (3.14)$$

Здесь все размеры в *см*, а нагрузка в *н*.

D_0 — диаметр по центрам шариков: $D_0 \approx 2r_д + d_ш$.

Формула справедлива лишь при нормальной температуре и $n \leqslant 30\,000$ *об/мин*.

Пропорциональность составляющей момента трения скорости вращения в (3.14) следует понимать как некоторую усредненную

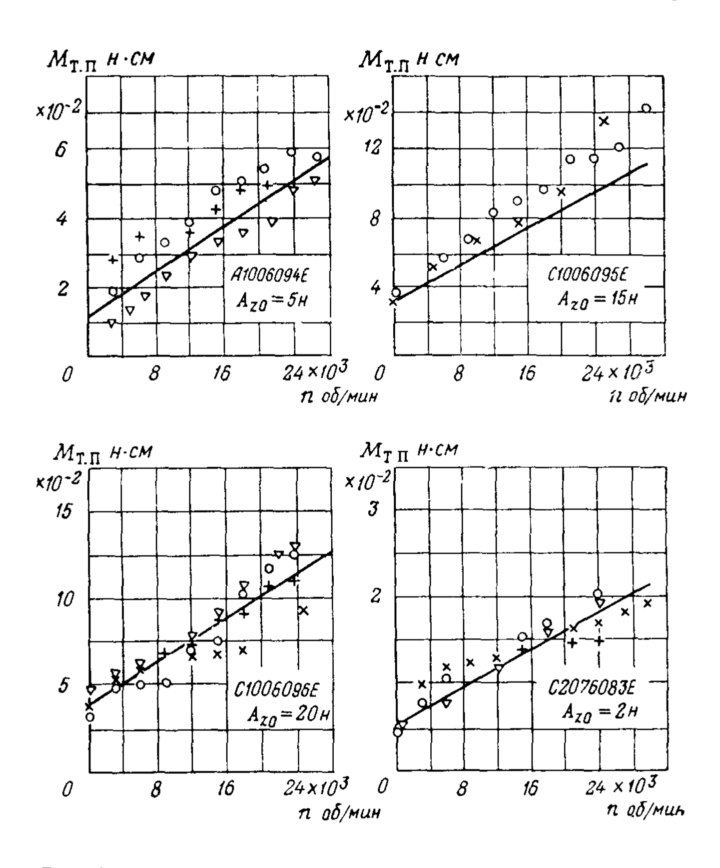


Рис. 3.9. Сравнение расчетных и опытных данных по моменту трения нескольких типов подшипников

(——— расчетные данные; ○×▽+ — опытные данные для различных ГД)

характеристику. В действительности скоростная составляющая момента трения может быть пропорциональна скорости в степени, несколько большей или меньшей первой. На рис. 3.9 приведены расчетные и опытные данные моментов трения нескольких подшипников различных типов ГД.

Точность расчета по формуле (3.14) составляет $\pm 20\%$.

Согласно (3.14) момент трения в подшипниках определяется его размерами и предварительной нагрузкой. Между размерами подшипника, возможными внешними перегрузками, массой, а следовательно, и размерами ГД, а также предварительной нагрузкой существуют определенные связи. Значит, они существуют также между моментом трения и размерами ГД. Учитывая, наконец, сравнительно узкие диапазоны соотношений размеров, можно в общем виде получить зависимость момента трения от основных размеров ГД — внешнего диаметра D и длины L его маховика.

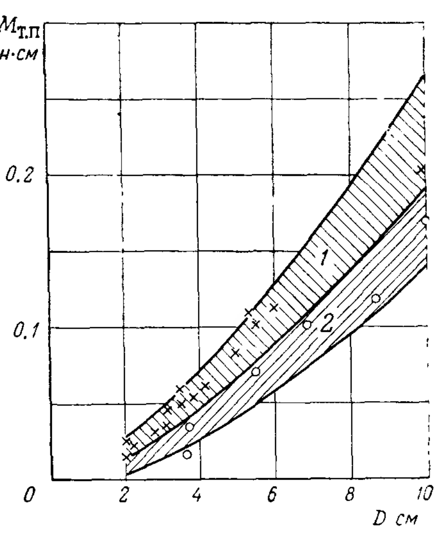


Рис. 3. 10. Зависимость момента трения в подшипниках по (3. 15) от размеров ГД (для нормальных условий):

1 — при $n=(2-3)\cdot10^4$ *об/мин*; 2 — при $n=(1-2)\cdot10^4$ *об/мин*.
(××× и ○○○ — опытные данные)

Для скоростей $10\,000\leqslant n\leqslant 30\,000$ *об/мин*, маховика из материала с плотностью 7,5—8,5 *г/см*^{3} и с учетом того, что при увеличении размеров ГД допустимые внешние перегрузки обычно уменьшаются, рекомендуется следующая формула для предварительной оценки момента трения:

$$M_{\text{т.п}}=6{,}8\cdot10^{-6}n^{0{,}7}\left(\frac{L}{D}\right)^{0{,}6}D^{1{,}7}\ н\cdot см. \qquad (3.\,15)$$

Эта формула может быть полезна в самой начальной стадии проектирования, когда подшипники еще не выбраны, а необходимо оценить мощность, потребляемую ГД. Для этих же целей на рис. 3.10 в соответствии с формулой (3.15) приведены области моментов трения пары подшипников ГД, у которых внешние перегрузки не превышают $20g$. Внутри областей нанесены опытные данные реальных ГД.

3. 4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

В качестве смазочного вещества между трущимися элементами аэродинамических подшипников используется газ.

Применение аэродинамических опор для ГД связано со следующими преимуществами:

— практически неограниченный срок службы, так как при работе отсутствует физический контакт между телами вращения;

— высокая стабильность положения тел вращения в течение длительного времени;

— значительное уменьшение собственных вибраций ГД.

Для того, чтобы в аэродинамических подшипниках образовалась устойчивая газовая пленка, предотвращающая трение твердых тел друг о друга, необходимо выполнить определенные условия. Если в подшипниках скольжения зазор между телами вращения составляет сотые — десятые доли миллиметра, то в аэродинамических опорах для создания той же подъемной силы при значительно меньшей вязкости газа необходимы зазоры порядка нескольких микрон или даже долей микрона. Другая особенность этих опор состоит в том, что из-за малой вязкости газа требуемые подъемные силы возникают при относительно высокой скорости вращения, поэтому при малых скоростях неизбежно значительное сухое трение твердых тел.

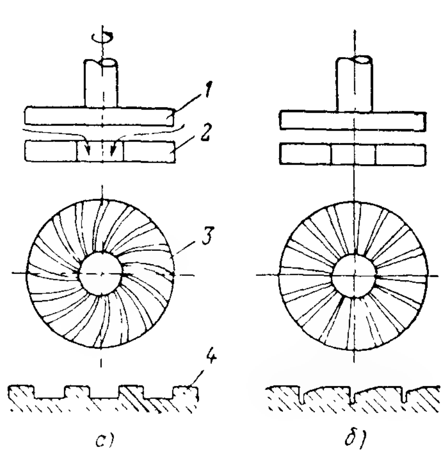


Рис. 3.11. Профили торцовых аэродинамических опор:

а—со спиральными канавками; *б*—ступенчатый; *1*—пята; *2*—подпятник; *3*—рабочая поверхность подпятника; *4*—развертка профиля рабочей поверхности

Радиальная аэродинамическая опора представляет собой цилиндрическую цапфу с цилиндрической втулкой, а для аксиального центрирования необходимо на двух торцовых поверхностях изготовить сложный профиль. Он может быть волнистым, ступенчатым или со спиральными канавками (рис. 3.11).

Сложный профиль торцовой опоры необходим для образования при вращении газового клина [3.11], который в цилиндрической опоре возникает автоматически.

В качестве материала аэродинамических опор могут быть применены высокотвердые окислы металлов, как, например, алюминиевая керамика. Это относительно легкий, прочный, достаточно теплопроводный материал, не обладающий к тому же ни электрической, ни магнитной проводимостью. Модуль упругости алюминиевой керамики сравним с модулем упругости бериллия и выше, чем у стали; твердость ее равна твердости сапфира, а износоустойчивость такова, что дает возможность производить тысячи пусков и остановок без заметных следов износа опор. Материал абсолютно устойчив к кислотам, что позволяет использовать их для промывки элементов опор. Это полностью устраняет возможность металлических включений на поверхностях, разделенных чрезвычайно малыми зазорами.

Подъемная сила аэродинамических опор имеет сложную зависимость от зазора, размеров, скорости вращения, вязкости и давления газа. Из газов, применяемых для заполнения гирокамер, наибольшую подъемную силу дает гелий, так как он обладает максимальной вязкостью; меньшую вязкость имеет воздух и самую маленькую водород. Однако при некоторых конструктивных соотношениях опоры (при большом радиусе, малом зазоре) и большой скорости вращения наступает предел сжимаемости газа, и подъемная сила с увеличением скорости и вязкости не увеличивается. В этом случае выгодно применение водорода повышенного давления и снижение скорости. С уменьшением зазора жесткость опор растет, и обычно она выше жесткости применяемых шарикоподшипников.

При правильной геометрии зазора аэродинамические опоры благодаря большой несущей способности имеют сравнительно высокую устойчивость к внешним перегрузкам.

В момент за́пуска в аэродинамических опорах имеет место сухое трение, уменьшающееся по мере увеличения скорости. Наконец, происходит «взвешивание» вращающихся частей и при дальнейшем увеличении скорости пропорционально ей увеличивается аэродинамический момент трения в опорах. Характеристика трения в функции скорости в результате имеет V-образный характер. Не только рабочий момент, но и момент сухого трения при запуске существенен и должен быть принят во внимание при проектировании ГД.

Грузоподъемность радиальных и торцовых опор, их характеристики жесткости и момент трения могут быть подсчитаны по рекомендациям [3.11], [3.12], [3.22].

Одним из основных недостатков аэродинамических опор является их стабильность лишь до некоторых скоростей вращения: при высоких скоростях они теряют свою устойчивость. Возникает так называемый полускоростной вихрь и, как следствие, значительные вибрации. Для увеличения устойчивости существует ряд методов, например, изготовление на цилиндрической опоре аксиальных или шевронных канавок. Второй существенный недостаток состоит в том, что аэродинамические опоры, обладая значительной жесткостью, принципиально неравножестки. Реакция опоры такова, что под действием только радиальной нагрузки цапфа имеет составляющую перемещения в направлении, перпендикулярном к нагрузке и собственной оси.

Замена шариковых подшипников газовыми не означает практического устранения момента трения в них. Хотя вязкость газов относительно мала, но чрезвычайно мал и зазор, а момент трения обратно пропорционален его величине. В торцовой опоре, особенно если она расположена на значительном радиусе (момент пропорционален четвертой степени радиуса), аэродинамическое трение может составлять существенную величину, в ряде случаев даже большую, чем в шарикоподшипниках. Именно из-за значи-

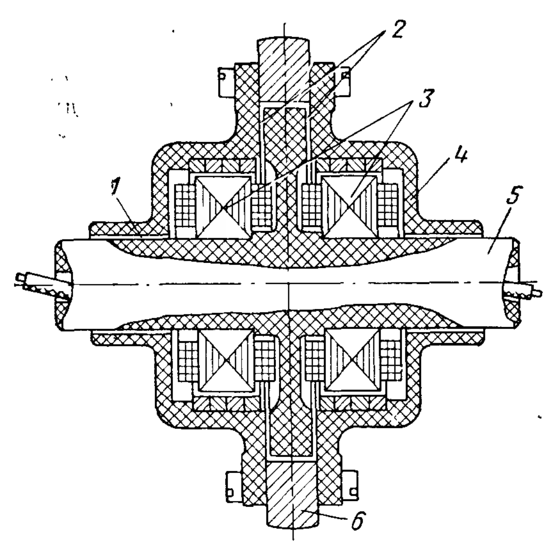


Рис. 3. 12. Конструкция двухстаторного гиродвигателя с аэродинамическими опорами:

1—радиальная опора; 2—торцовые опоры; 3—статоры; 4, 5—керамические крышки и ось; 6—маховик

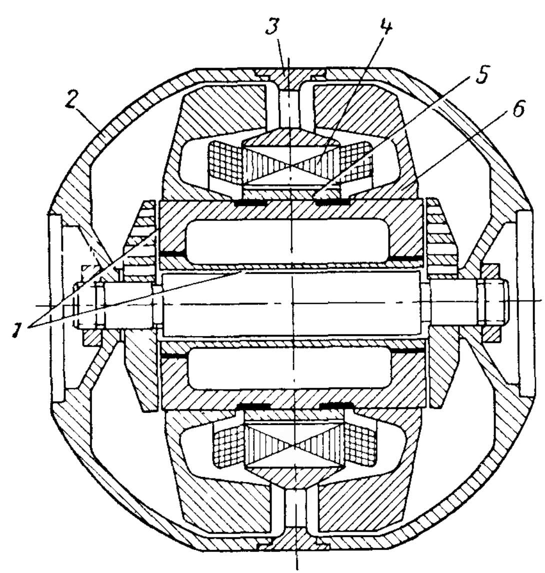


Рис. 3. 13. Гиродвигатель с аэродинамическими опорами:

1—аэродинамические опоры; 2—крышка; 3—корпус; 4—статор; 5—ротор; 6—маховик

тельных моментов трения и опасности неустойчивости скорость вращения ГД с аэродинамическими опорами обычно не выше скорости вращения ГД с шарикоподшипниками и составляет (12—30) · 10^3 *об/мин*. Изменение давления среды практически не влияет на момент трения в аэродинамических опорах.

Прочие трудности применения аэродинамических опор в ГД связаны с дороговизной изготовления и сборки; несоответствием коэффициента теплового расширения керамики коэффициентам большинства конструктивных материалов; малым опытом их проектирования и использования.

На рис. 3.12 показана одна из конструкций ГД с аэродинамическими опорами [3.21]. Из керамики изготовлены не только опоры, но ось и крышки. Диаметр горизонтальной опоры — около 6 *мм*, а диаметральный зазор — около 2 *мк*. На торцовой опоре нанесены спиральные канавки. В общем случае из керамики могут быть изготовлены лишь одни опоры и склеены с металлическими конструктивными элементами. На рис. 3.13 показан ГД с аэродинамическими опорами, все конструктивные элементы которого выполнены из металла. Высокая твердость и износоустойчивость рабочих поверхностей опор достигается специальной технологической обработкой. На торцовых опорах изготовлено по шесть плоских секторов, расположенных под углом друг к другу.

Помимо опор цилиндрических и торцовых, можно применять и сферические. Подъемная сила в них создается также при использовании специального профиля канавок, нанесенных в определенном порядке на сферические поверхности.

В настоящее время аэродинамические опоры уже завоевали признание и внедряются там, где необходима высокая точность и долговечность гироскопа [3.18], [3.21].

Глава четвертая

Аэродинамика и нагрев гиродвигателя

4.1. ДВИЖЕНИЕ ГАЗА В ГИРОУЗЛЕ

Маховик ГД при своем вращении приводит в движение окружающий газ, находящийся в гирокамере. При стационарном газовом потоке, движущемся со скоростью меньше половины скорости звука, что как раз и имеет место у ГД, механика потока может быть охарактеризована одним параметром, безразмерным критерием подобия — числом Рейнольдса Re. При вращении тела в неограниченном пространстве и при отсутствии поступательного движения всей массы газа число Рейнольдса выражается через максимальный радиус тела R_{max}, угловую скорость вращения Ω и кинематическую вязкость ν окружающей среды:

$$\mathrm{Re} = \frac{\Omega \cdot R_{max}^2}{\nu}. \qquad (4.1)$$

Кинематическая вязкость, как известно, равна отношению динамической вязкости μ и плотности ϱ:

$$\nu = \mu/\varrho. \qquad (4.2)$$

Основные параметры рабочих сред ГД приведены в табл. 4.1.

Для сложной поверхности число Рейнольдса, определенное по максимальному радиусу, может лишь приближенно характеризовать качество газового потока. Для количественной оценки необходимо рассматривать местные числа Рейнольдса Re_i, найденные для соответствующего элементарного участка сложной поверхности с текущим радиусом r_i:

$$\mathrm{Re}_i = \frac{\Omega \cdot r_i^2}{\nu}. \qquad (4.3)$$

Даже для участков простейших поверхностей — дисковой и шаровой — характер местных потоков будет различным, так как им соответствуют различные местные значения чисел Рейнольдса *.

---

* Характеристика потока вокруг вращающего тела сложной конфигурации даже по местному числу Рейнольдса в общем случае не является совсем точной, так как здесь существенно взаимовлияние граничащих потоков.

Таблица 4.1

Основные параметры газов, применяемых для заполнения гирокамер (при давлении 760 *мм рт. ст.* и температуре 20° С)*

Параметры	Воздух	Водород	Гелий
Плотность ϱ в *г/см*^{3}	$1,2\cdot10^{-3}$	$0,083\cdot10^{-3}$	$0,165\cdot10^{-3}$
Динамическая вязкость μ в *г/см·сек*	$1,81\cdot10^{-4}$	$0,878\cdot10^{-4}$	$1,97\cdot10^{-4}$
Кинематическая вязкость ν в *см*^{2}*/сек*	0,15	1,06	1,19
Постоянная m_μ	0,683	0,678	0,68
Теплопроводность λ в *вт/см·*°С	$0,247\cdot10^{-3}$	$1,82\cdot10^{-3}$	$1,5\cdot10^{-3}$
Постоянная m_λ	0,82	0,78	0,73
Теплоемкость при постоянном давлении c_p в *вт·сек/г·*°С	1,013	14,18	5,19

* При любых иных давлениях p и температурах T (°К)

$$\varrho=\varrho_0\cdot\frac{T_0}{T}\cdot\frac{p}{p_0};\quad \mu=\mu_0\cdot\left(\frac{T}{T_0}\right)^{m_\mu};\quad \lambda=\lambda_0\cdot\left(\frac{T}{T_0}\right)^{m_\lambda},$$

где ϱ_0, μ_0 и λ_0 — соответствующие параметры газа при нормальном давлении (p_0=760 *мм рт. ст.*) и температуре 20° С (T_0=293° К).

Рассмотрим структуру газового потока. Слои газа, непосредственно прилегающие к вращающейся поверхности, имеют ее скорость. По мере удаления от поверхности вращения скорость слоев газа плавно убывает до нуля в бесконечности. С увеличением Re_i это убывание происходит все более интенсивно, так что уже вблизи вращающейся поверхности скорость газа уменьшается до величины, не сравнимой со скоростью поверхности. При числах Рейнольдса $\mathrm{Re}_i>10^2$ область газового потока, в которой проявляется влияние вязкости, весьма мала по сравнению с размерами вращающегося маховика. Эта область носит название *пограничного слоя.* Толщина пограничного слоя не может иметь точного количественного значения, так как изменение скорости потока в функции расстояния от вращающейся поверхности носит асимптотический характер. Под эквивалентной толщиной пограничного слоя обычно понимают расстояние от стенки, на котором скорость движения слоя газа незначительно отличается от скорости внешнего потока.

Согласно закону Ньютона [4.8] касательное напряжение трения между двумя слоями движущегося газа

$$\tau_\varphi=\mu\cdot\frac{dv}{dz}, \qquad (4.4)$$

где v — линейная скорость движения газа;
z — расстояние от поверхности тела.

При известном касательном окружном напряжении трения τ_φ легко находится и аэродинамический момент трения элементарной поверхности dS, расположенной на радиусе r_i:

$$dN'_a=\tau_\varphi\cdot r_i dS. \qquad (4.5)$$

Характеристики трения и теплоотдачи вращающегося тела в аэрогидродинамике взаимосвязаны в силу общности молекулярного механизма этих процессов. Профили скоростей и температур в пограничном слое взаимоопределены, а при определенных условиях (разд. 4.3) и совпадают между собой [4.7]. Для последнего случая связь между потоком тепла и напряжением трения имеет вид

$$q=c_p\cdot\frac{\Delta t_{ст}}{r_i\Omega}\cdot\tau_\varphi. \qquad (4.6)$$

Здесь q — поток тепла с единицы поверхности;
c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении;
$\Delta t_{ст}$ — перепад температуры между вращающейся поверхностью и неподвижным газом.

При известном профиле распределения скоростей на основании (4.6) легко найти и местный коэффициент теплоотдачи α_i от поверхности с радиусом r_i к окружающему газу, так как в общем случае

$$\alpha_i=\frac{q}{\Delta t_{ст}}. \qquad (4.7)$$

Так же, как критерием подобия аэродинамических процессов является число Рейнольдса, критерием теплового подобия является безразмерное число Нуссельта Nu:

$$\mathrm{Nu}_i=\frac{\alpha_i r_i}{\lambda}. \qquad (4.8)$$

При соответствии характеристик трения и нагрева вращающегося тела существует и определенное соотношение между указанными критериями подобия — числами Re и Nu.

Таким образом, знание профиля распределения скоростей в газовом потоке позволяет подсчитать как момент трения, так и теплоотдачу вращающегося маховика.

Характер потока, обтекающего вращающееся тело, может быть различным: ламинарным или турбулентным. Последний характери-

зуется неупорядоченным движением газа и наблюдается при больших скоростях. Критические числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_{кр}$, при которых ламинарный поток переходит в турбулентный, для вращающихся тел выражены неявно, и профили скоростей при переходе от одного режима к другому изменяются плавно. Этот переход соответствует значительному диапазону чисел Рейнольдса, который для диска составляет $\mathrm{Re}_{кр} = (0{,}5—3) \cdot 10^5$, а для цилиндра $\mathrm{Re}_{кр} \approx 10^3 : 10^5$ [4. 7].

На рис. 4. 1 приведены значения чисел Рейнольдса для ГД, подсчитанные по наружному диаметру D маховика, для ряда скоростей вращения и рабочих сред. Для ГД, работающих в воздухе при $n = 30\,000$ *об/мин*, наружный диаметр обычно ограничен $D \leqslant 7$ *см*. При бо́льших габаритах применяют пониженные скорости вращения или переходят на «легкие» среды. Большинство реальных ГД, работающих в воздухе, обычно имеют числа Рейнольдса в диапазоне $0{,}5 \cdot 10^5 < \mathrm{Re} < 2{,}5 \cdot 10^5$, а для вращающихся в водороде или гелие $\mathrm{Re} \leqslant 0{,}5 \cdot 10^5$.

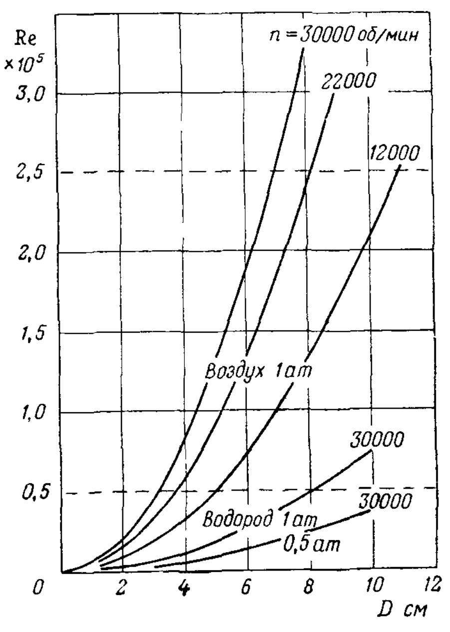


Рис. 4. 1. Значение чисел Рейнольдса для ГД

Сравнивая эти диапазоны с диапазонами критических чисел Рейнольдса, можно заключить, что газовый поток, обтекающий ГД, носит характер переходного от ламинарного к турбулентному. При малых числах $\mathrm{Re} \leqslant 0{,}5 \cdot 10^5$ газовый поток ближе к ламинарному — квазиламинарный. Для ГД, работающих в воздухе, поток ближе к турбулентному — квазитурбулентный *, так как он соответствует большим числам Re.

В дальнейшем будем отдельно рассматривать случаи, соответствующие ламинарному характеру потока — $\mathrm{Re} \leqslant 0{,}5 \cdot 10^5$ и приближающиеся к турбулентному — $0{,}5 \cdot 10^5 < \mathrm{Re} < 2{,}5 \cdot 10^5$. Такое разделение, естественно, условно, так как характер потока изменяется непрерывно при изменении чисел Re. Однако это позволяет без заметных погрешностей ограничить количество расчетных рекомендаций.

---

* В последующем изложении для простоты терминологии будем их называть без приставки «квази» — соответственно ламинарным и турбулентным.

Структура газового потока неодинакова для различных участков маховика.

Во-первых, внешняя и внутренняя поверхности маховика состоят обычно из участков различных поверхностей: цилиндрических, дисковых, конических, тороидальных. Если на дисковой поверхности маховика воздушный поток обычно ламинарен, то на цилиндрической — он чаще турбулентен, что связано с отрывом частиц газа из-за центробежных сил. Даже на одной и той же дисковой поверхности по мере приближения от периферии к центру число Re_i уменьшается и характер потока становится все более ламинарным.

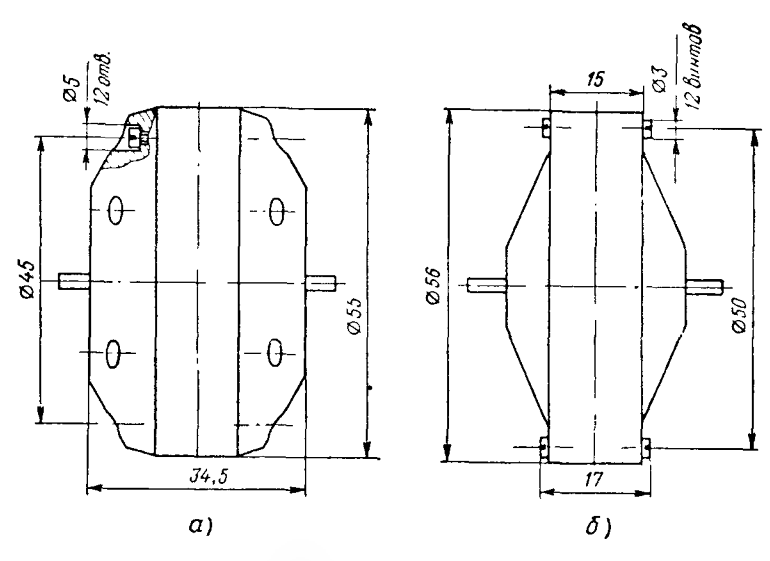


Рис. 4.2. Примеры маховиков с отверстиями (*а*) и выступающими винтами (*б*), значительно увеличивающими аэродинамический момент

Во-вторых, сами поверхности неоднородны: на них часто имеются канавки, шлицы, головки винтов, являющиеся своеобразными турбулизаторами, что, в свою очередь, увеличивает аэродинамический момент трения. Так, например, маховик ГД с двенадцатью глухими отверстиями, изображенный на рис. 4.2, *а*, при вращении в неограниченном пространстве со скоростью 24 000 *об/мин* имеет по опыту на 65% бо́льший аэродинамический момент, чем такой же маховик, лишенный отверстий. А для маховика (рис. 4.2, *б*) с двенадцатью головками винтов, выступающими на 1 *мм*, увеличение момента при скорости 24 000 *об/мин* по сравнению с гладким маховиком составило 30%.

Однородность поверхности — основное условие обеспечения минимального аэродинамического момента трения. Следует всячески избегать всевозможных выточек, шлицев, отверстий в маховике ГД,

особенно на значительном расстоянии от оси вращения. Что касается шероховатости поверхности маховика, то ее влияние на характер обтекающего потока может не учитываться, поскольку необходимая точность изготовления элементов ГД, как правило, автоматически обеспечивает и требуемую чистоту поверхности. Полировка не дает ощутимого снижения аэродинамического момента.

В реальных условиях эксплуатации гироприборов маховик ГД вращается в ограниченном объеме. Если расстояние между маховиком и кожухом больше максимального радиуса маховика, то характер потока такой же, как и у маховика без кожуха. При уменьшении этого расстояния на стенке кожуха возникает еще один пограничный слой — (рис. 4.3). Скорость газового потока между двумя по-

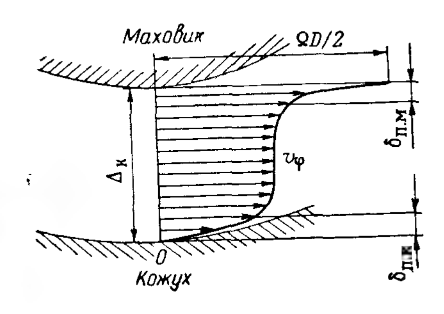


Рис. 4.3. Распределение скоростей в зазоре между маховиком и кожухом:

$\delta_{п.к}$ — толщина пограничного слоя кожуха; $\delta_{п.м}$ — толщина пограничного слоя маховика; $\frac{\Omega D}{2}$ — линейная скорость поверхности маховика

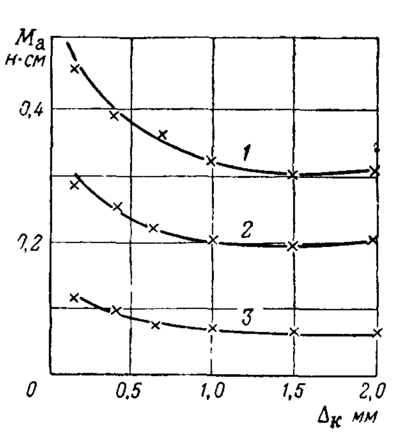


Рис. 4.4. Зависимость аэродинамического момента от радиального зазора между маховиком и кожухом:

1—n=27 000 об/мин; 2—n=20 000 об/мин; 3—n=9000 об/мин; D=6,8 см; среда—воздух (опытные данные)

граничными слоями не равна нулю, градиент скорости в пограничном слое маховика уменьшается, а значит, уменьшается аэродинамический момент и теплоотдача. В этих условиях аэродинамический момент, а следовательно, и теплоотдача, зависят от величины зазора $\Delta_к$ между маховиком и кожухом. При оптимальных зазорах $\frac{\Delta_к}{D} = 0,01 \div 0,05$ аэродинамический момент минимален, а скорость газового потока между двумя пограничными слоями приблизительно равна половине скорости вращения маховика. В указанном диапазоне $\frac{\Delta_к}{D}$ профили скоростей в пограничных слоях практически не зависят от величины зазора, и аэродинамический момент (рис. 4.4) и теплоотдача приблизительно постоянны.

При малых зазорах пограничные слои уже будут влиять друг на друга, градиенты скоростей в пограничных слоях увеличиваются.

Наконец, при зазорах меньше 0,1—0,2 *мм* профиль скоростей от маховика к кожуху становится линейным, а аэродинамический момент — обратно пропорциональным величине зазора. В связи с этим зазоры менее 0,3 *мм* крайне нежелательны и в большинстве случаев обычно должны выбираться равными 0,5—1,5 *мм*.

В кожухе могут быть выполнены вентиляционные отверстия, количество и расположение которых в значительной степени сказывается на характере потока. Чем дальше от оси вращения расположены отверстия, тем лучше теплоотдача за счет большей циркуляции газа, но тем больше и аэродинамический момент.

Помимо газового потока, обтекающего маховик снаружи, существует газовый поток между вращающимися и неподвижными частями внутри ГД. Этот поток представляет интерес прежде всего по соображениям теплообмена, поскольку от статора электродвигателя по этому пути отводится значительная часть мощности электрических потерь. Перепады температуры в зазорах между вращающимися элементами и статором составляют обычно наиболее существенные величины. Аэродинамический момент трения в этих зазорах мал (так как вращающиеся поверхности относительно близки к оси вращения) и составляет обычно не более 10% от общего аэродинамического момента.

Ввиду малых чисел Рейнольдса здесь при применении любой среды следует ожидать ламинарный поток. Однако его структура значительно усложнена из-за зубчатости пакетов статора и ротора, шероховатости лобовых частей, наличия ряда сложных поверхностей и непостоянства зазора между неподвижными и вращающимися элементами. Так, зазор между пакетами статора и ротора обычно равен 0,05—0,2 *мм* и профиль скоростей линеен или близок к линейному. Зазоры между лобовыми частями и крышками (диафрагмой) больше и составляют обычно 0,4—2 *мм*. Здесь имеют место уже явно выраженные пограничные слои. В сравнении с предыдущим случаем аэродинамический момент и теплоотдача при прочих равных условиях становятся меньше.

В силу указанных особенностей и различия характера газовых потоков рекомендации по расчету аэродинамического момента и коэффициента теплоотдачи должны быть различны для наружной и внутренней поверхностей вращающихся частей. При этом, если для внутренней поверхности при реальных зазорах рекомендации могут быть едиными для всех газовых сред, то для внешней поверхности маховика они будут разными для ГД, работающих в воздухе ($\mathrm{Re} > 0{,}5 \cdot 10^5$), и для ГД, работающих в водороде или гелие ($\mathrm{Re} \leqslant 0{,}5 \times 10^5$). Они, в свою очередь, будут еще зависеть и от того, находится ли ГД в неограниченном пространстве или в кожухе.

4. 2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ

В реальных ГД доля аэродинамических потерь на трение маховика об окружающую газовую среду составляет порой до 85% об-

щих механических потерь и до 70% потребляемой мощности. В силу этого аэродинамические потери во многом определяют потребляемую мощность, ток, нагрев ГД и, как следствие, влияют на точность и долговечность прибора.

В общем случае, используя (4.5), аэродинамический момент сопротивления по поверхности вращения можно найти как

$$M_а = \int_S \tau_\varphi \cdot r dS, \qquad (4.9)$$

где в цилиндрических координатах элементарная площадка

$$dS = r \cdot d\varphi \cdot dl. \qquad (4.10)$$

Касательное напряжение $\tau\varphi$ определяется по (4.4) как градиент скорости в пограничном слое в точке его прилипания к рассматриваемой площадке поверхности. Поэтому для его определения необходимо знать закон распределения окружной скорости газового потока в функции расстояния z от рассматриваемой поверхности. На практике бесконечный пограничный слой заменяют эквивалентным слоем конечной толщины $\delta_п$ и профиль окружных скоростей в пограничном слое аппроксимируют степенной зависимостью

$$v_\varphi = r \cdot \Omega \left[1 - \left(\frac{z}{\delta_п}\right)^k\right], \qquad (4.11)$$

где толщина пограничного слоя $\delta_п$ является функцией Ω и k.

При выбранной аппроксимации касательное напряжение выражается следующим образом [4.8]:

$$\tau_\varphi = a r^{\frac{2(1+k)}{3k+1}} \nu^{\frac{2k}{3k+1}} \Omega^{\frac{2(2k+1)}{3k+1}} \varrho. \qquad (4.12)$$

Тогда, учитывая (4.9) и (4.10), можно получить

$$M_а = \int_0^{2\pi} d\varphi \oint_L a \varrho \nu^{\frac{2k}{3k+1}} \Omega^{\frac{2(2k+1)}{3k+1}} r^{\frac{4(2k+1)}{3k+1}} dl \qquad (4.13)$$

Здесь $\oint$ — контурный интеграл по меридианальному сечению поверхности маховика.

Показатель степени k принятой аппроксимации зависит от характера потока и поэтому в общем случае не будет одинаковым при различных указанных выше условиях. Однако при рассмотрении каждого конкретного случая (например, внешняя поверхность маховика при отсутствии кожуха для воздушной среды и т. д.) будем считать, что характер потока одинаков (k=const) для всех участков рассматриваемой поверхности.

По мере удаления от оси вращения для каждого участка поверхности будет свой масштабный коэффициент профиля скоростей; другими словами, будет различная эквивалентная толщина погра-

ничного слоя [4. 7] [4. 8] и, следовательно, свое значение численного коэффициента a, определяемого как степенью аппроксимации k, так и толщиной слоя $\delta_п$. Однако, чтобы получить из (4. 9) и (4. 12) выражение, которое давало бы истинное значение аэродинамического момента для всей рассматриваемой поверхности, численный коэффициент a в (4. 13) должен быть некоторым усредненным коэффициентом по всей поверхности.

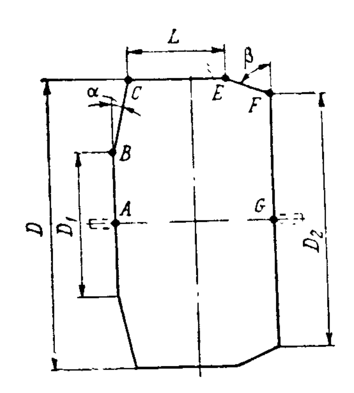


Рис. 4. 5. К определению аэродинамического момента

Вынеся поэтому из под знака интеграла коэффициент a и учтя (4. 2), из (4. 13) получим

$$M_а = 2\pi a \oint_L \varrho^{\frac{k+1}{3k+1}} \mu^{\frac{2k}{3k+1}} \Omega^{\frac{2(2k+1)}{3k+1}} r^{\frac{4(2k+1)}{3k+1}} dl. \qquad (4.14)$$

Для *наружной поверхности* маховика ГД, работающего *в воздухе в неограниченном объеме* ($0,5\cdot10^5<\mathrm{Re}<2,5\cdot10^5$), из результатов экспериментальных исследований [4. 5] получено, что показатель степени составляет в среднем $k=3/11$, а коэффициент $a=0,081$. При этом формула (4. 14) для любой конфигурации внешней поверхности маховика записывается следующим образом:

$$M_а = 1,1\cdot10^{-7}\varrho^{0,7}\mu^{0,3}n^{1,7}\oint_L r^{3,4}dl \ \ н\cdot см. \qquad (4.15)$$

Для воздуха в нормальных условиях $\varrho^{0,7}\mu^{0,3}=6,8\cdot10^{-4}$ (табл. 4. 1); все линейные размеры должны быть взяты в *см*.

Контурный интеграл $\oint r^{3,4}dl$, например, для наружной поверхности маховика, изображенного на рис. 4. 5, раскрывается в виде

$$\oint_L r^{3,4}dl = \int_0^{D_1/2} r^{3,4}dr + \int_{D_1/2}^{D/2} r^{3,4}\frac{dr}{\cos\alpha} + \int_0^L \left(\frac{D}{2}\right)^{3,4} dl + \int_{D_2/2}^{D/2} r^{3,4}\frac{dr}{\cos\beta} +$$

$$+ \int_0^{D_2/2} r^{3,4}dr = \frac{1}{4,4}\left(\frac{D_1}{2}\right)^{4,4} + \frac{1}{4,4\cos\alpha}\left[\left(\frac{D}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{D_1}{2}\right)^{4,4}\right] +$$

$$+ \left(\frac{D}{2}\right)^{3,4} L + \frac{1}{4,4\cos\beta}\left[\left(\frac{D}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{D_2}{2}\right)^{4,4}\right] + \frac{1}{4,4}\left(\frac{D_2}{2}\right)^{4,4}.$$

Для частного случая маховика в виде прямоугольного цилиндра с диаметром D и длиной L, вращающегося в воздухе, аэродинамический момент сопротивления по внешней поверхности

$$M_а = 1{,}61 \cdot 10^{-12} n^{1{,}7} [p]^{0{,}7} \left[1 + 4{,}4 \frac{L}{D}\right] D^{4{,}4} \ н \cdot см, \qquad (4.16)$$

где $[p]$ — давление среды в долях атмосферного.

Формулой (4.16) можно с некоторым приближением пользоваться и для маховика реальной формы, заменив его цилиндром с эквивалентной длиной.

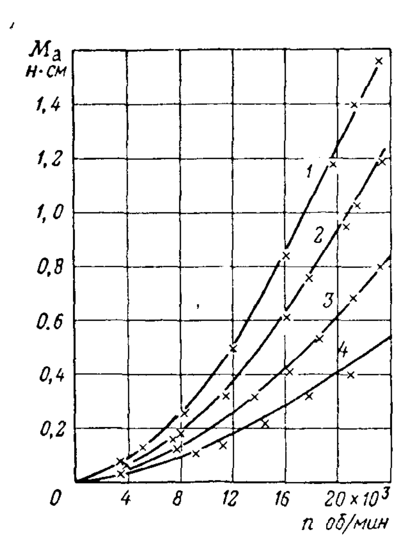


Рис. 4.6. Зависимость аэродинамического момента от скорости вращения ГД в воздухе:

1—D=7,9 *см*; 2—D=7,4 *см*; 3—D=6,6 *см*; 4—D=5,8 *см*;
(——— расчетные данные, ××× — опытные данные)

Рис. 4.7. Зависимость аэродинамического момента ГД в функции давления (воздух):

1—D=6,8 *см*, n=23 100 *об/мин*; 2—D=5,8 *см*, n=21 000 *об/мин*; 3—D=5,2 *см*; n=24 000 *об/мин*; 4—D=4,3 *см*; n=21 900 *об/мин*;
(——— расчетные данные, ××× — опытные данные)

Так как при неизменной температуре плотность пропорциональна давлению, то аэродинамический момент меняется пропорционально давлению окружающей среды p в степени 0,7. На рис. 4.6 и 4.7 для примера показаны зависимости аэродинамического момента трения в функции давления воздуха и скорости вращения нескольких реальных ГД.

Зависимость аэродинамического момента от температуры окружающей среды для изобарического процесса (при постоянном давлении) можно получить, учтя, что

$$\varrho=\varrho_0\frac{T_0}{T} \quad \text{и} \quad \mu=\mu_0\left(\frac{T}{T_0}\right)^{m_\mu},$$

где m_μ — постоянная, а ϱ_0 и μ_0 — соответственно плотность и динамическая вязкость при нормальном давлении $p_0=760$ *мм рт. ст.* и температуре 20° С ($T_0=293°$ К). При максимально возможном уменьшении температуры воздуха, окружающего маховик, от +20° С до —60° С ($T=213°$ К) аэродинамический момент увеличивается на 16,5%, а при увеличении температуры от +20° С до +100° С ($T=373°$ К) — уменьшается на 11,3%.

Для авиационных ГД, работающих в негерметизированных приборах, приходится считаться при изменении высоты полета с одновременным изменением давления и температуры среды. Аэродинамический момент сопротивления на высоте 10 *км* ($p=198$ *мм рт. ст.*, $t=-50°$ С) составляет 43,5%, а на 20 *км* ($p=41$ *мм рт. ст.*, $t=-56,5°$ С) — 14,7% от его значения в нормальных наземных условиях.

Формулы (4. 15) и (4. 16) справедливы для ГД, работающих в неограниченном пространстве. С некоторым приближением к этому могут быть отнесены ГД, работающие в цилиндрических и шаровых поплавковых гирокамерах со средним расстоянием от маховика к гирокамере, большим четверти радиуса последней.

Если гирокамера имеет форму маховика, причем зазор между ними оптимален $\left(\frac{\Delta_к}{D}=0,01\div0,05\right)$, то аэродинамический момент ГД, работающего в воздухе, уменьшается по сравнению с вращением в неограниченном пространстве в 1,8—2,2 раза [4. 5] (бо́льшие значения относятся к ГД с бо́льшими числами Re). Аэродинамический момент для наружной поверхности маховика ГД, работающего *в кожухе с оптимальным зазором* и в воздушной среде, может быть подсчитан поэтому по (4. 15) или (4. 16) при уменьшении численного коэффициента в среднем в 2 раза. Качественные зависимости для момента сопротивления в этом случае такие же, как и при отсутствии кожуха, хотя последний несколько ламинизирует поток.

Наиболее радикальный способ уменьшения аэродинамического момента ГД состоит в герметизации гирокамеры и заполнении ее газами с пониженной плотностью — водородом или гелием. Для ГД, работающих в этих средах, числа Re значительно уменьшаются: для водорода — в 7 раз, а для гелия — в 8 раз по сравнению с воздухом.

По результатам экспериментов [4. 6] для *наружной поверхности* маховика ГД, работающего в *водороде или гелии* ($Re<0,5\cdot10^5$) с расстоянием до гирокамеры большим четверти радиуса последней (условно — *неограниченное пространство*) показатель степени ап-

проксимации закона распределения окружных скоростей в среднем $k=1$, а численный коэффициент $a=0,64$.

В этом случае из (4. 14) для любой конфигурации внешней поверхности маховика аэродинамический момент

$$M_а=1,36\cdot10^{-6}\varrho^{0,5}\mu^{0,5}n^{1,5}\oint\limits_L r^3dl \quad н\cdot см. \tag{4. 17}$$

В нормальных условиях для водорода $\varrho^{0,5}\mu^{0,5}=0,855\cdot10^{-4}$, а для гелия — $1,79\cdot10^{-4}$ (табл. 4. 1).

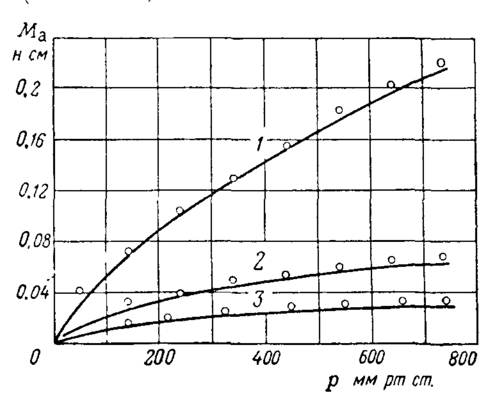


Рис. 4. 8. Зависимость аэродинамического момента ГД с $D=5,2$ *см* и $n=24\,000$ *об/мин* от давления в различных средах:

1—воздух; 2—гелий; 3—водород;
(——— расчетные данные, ○○—опытные данные)

Для внешней поверхности цилиндрического маховика:
в водороде

$$M_а=3,64\cdot10^{-12}\cdot n^{1,5}[p]^{0,5}\left[1+4\frac{L}{D}\right]D^4; \tag{4. 18}$$

в гелие

$$M_а=7,6\cdot10^{-12}\cdot n^{1,5}[p]^{0,5}\left[1+4\frac{L}{D}\right]D^4. \tag{4. 19}$$

Здесь характер зависимости момента от параметров среды, размеров и скорости иной, чем для воздушных ГД (рис. 4. 8).

С помощью полученных выражений легко оценить снижение аэродинамического момента при замене воздушной среды на водород или гелий. Так, при прочих равных условиях отношение момента в водороде $M_{а_в}$ к моменту в воздухе $M_{а_{вз}}$ равно:

$$\frac{M_{а_в}}{M_{а_{вз}}}=18\frac{1+4\dfrac{L}{D}}{1+4,4\dfrac{L}{D}}\left(\frac{\varrho_в\cdot\mu_в}{\varrho_{вз}\cdot\mu_{вз}}\right)^{0,5}\cdot\frac{\mu_{вз}^{0,2}}{\varrho_{вз}^{0,2}\cdot n^{0,2}D^{0,4}}.$$

Величина $\frac{1+4L/D}{1+4,4L/D}$ при изменении $\frac{L}{D}$ от 0,3 до 1 изменяется незначительно: 0,95—0,925. При среднем $\frac{L}{D}=0,5$

$$\left.\begin{aligned} &\text{для водорода } \frac{M_{a_{\text{в}}}}{M_{a_{\text{вз}}}}=1,49\cdot \mathrm{Re}_{\text{вз}}^{-0,2};\\ &\text{для гелия } \frac{M_{a_{\text{г}}}}{M_{a_{\text{вз}}}}=3,11\cdot \mathrm{Re}_{\text{вз}}^{-0,2}. \end{aligned}\right\}$$

Здесь $\mathrm{Re}_{\text{вз}}$ — число Рейнольдса, найденное по (4. 1) для данного ГД при его работе в воздухе.

На рис. 4. 9 показана зависимость подсчитанных относительных моментов в функции $\mathrm{Re}_{\text{вз}}$ и произведено сравнение с опытными данными. Как видно, аэродинамический момент в водороде в 5—8 раз меньше и в среднем составляет около 15% от момента в воздухе. Для гелия соответственно момент составляет 25—40% и в среднем ~30% от момента в воздухе. Выигрыш в аэродинамическом моменте при переходе к легким средам увеличивается с ростом размеров и скорости вращения ГД.

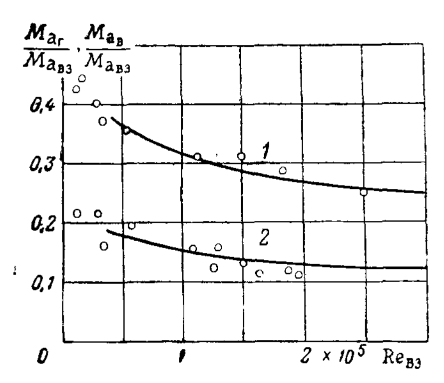


Рис. 4. 9. Отношения аэродинамических моментов ГД в водороде $M_{a_{\text{в}}}$ и гелие $M_{a_{\text{г}}}$ к моменту в воздухе $M_{a_{\text{вз}}}$:

1—для гелия; 2—для водорода; (———расчетные данные, ООО —опытные данные)

При работе ГД в среде водорода или гелия *в гирокамере с оптимальным зазором* ($\Delta_{\text{к}}/D=0,01—0,05$) его аэродинамический момент может быть рассчитан по тем же формулам (4. 17)—(4. 19) при уменьшении численного коэффициента в 1,4—1,6 раза [4. 6]. При работе ГД в кожухе с оптимальным зазором аэродинамический момент в водороде составляет уже 17—25% от момента в воздухе, а в гелии—25—50%.

Если требуется подсчитать аэродинамический момент ГД, работающего *в сильно разреженном воздухе,* например, при малом остаточном давлении в гирокамере, где $\mathrm{Re}\leqslant 0,5\cdot 10^5$, то также следует пользоваться формулой (4. 17).

Газовый поток около внутренней поверхности маховика также обычно характеризуется числами Рейнольдса $\mathrm{Re}\leqslant 0,5\cdot 10^5$. Здесь зазоры не оптимальны, сказывается влияние зубчатости статора, шероховатости лобовых частей. Аэродинамический момент *внутренней поверхности при любой рабочей среде* может быть подсчитан

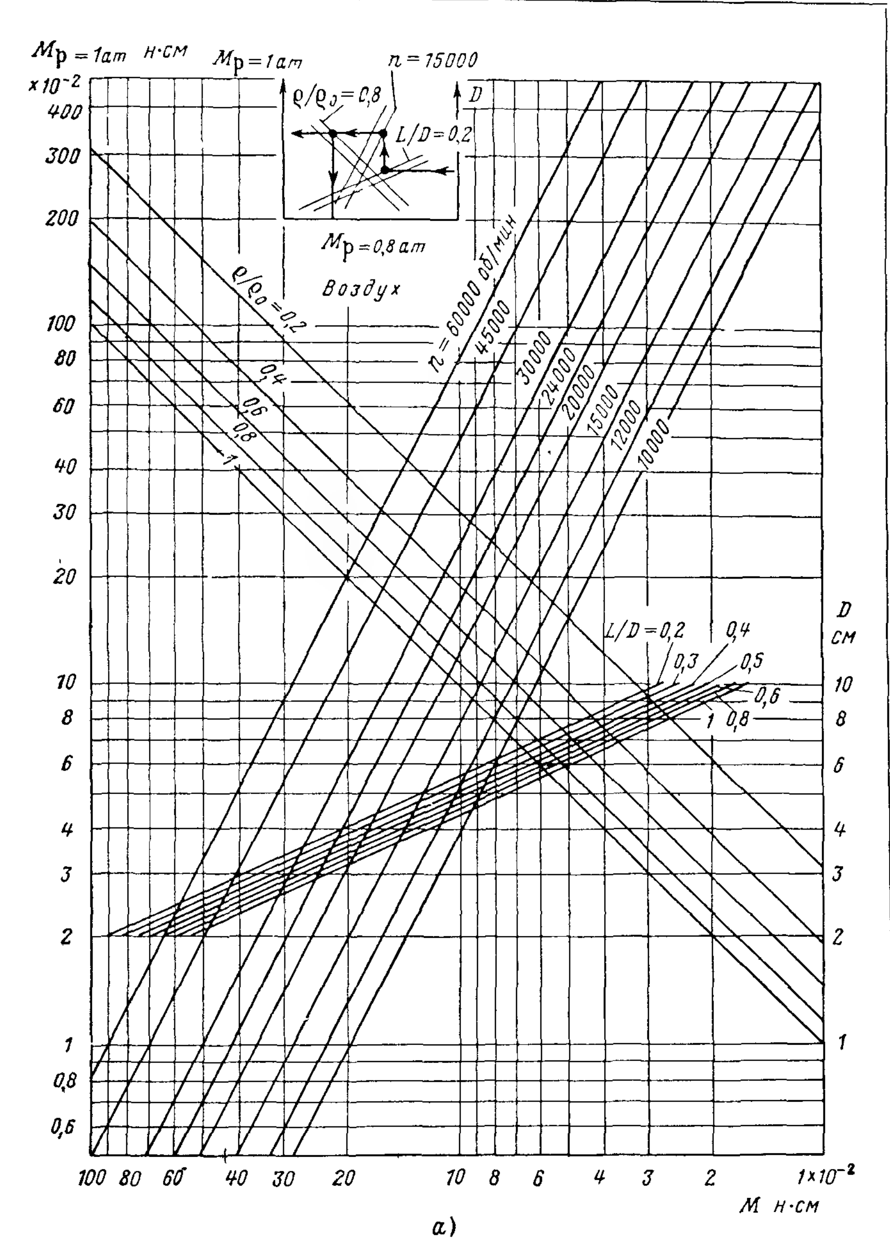


Рис. 4. 10*а*. Номограмма для подсчета аэродинамического момента цилиндрического маховика без кожуха в воздухе.

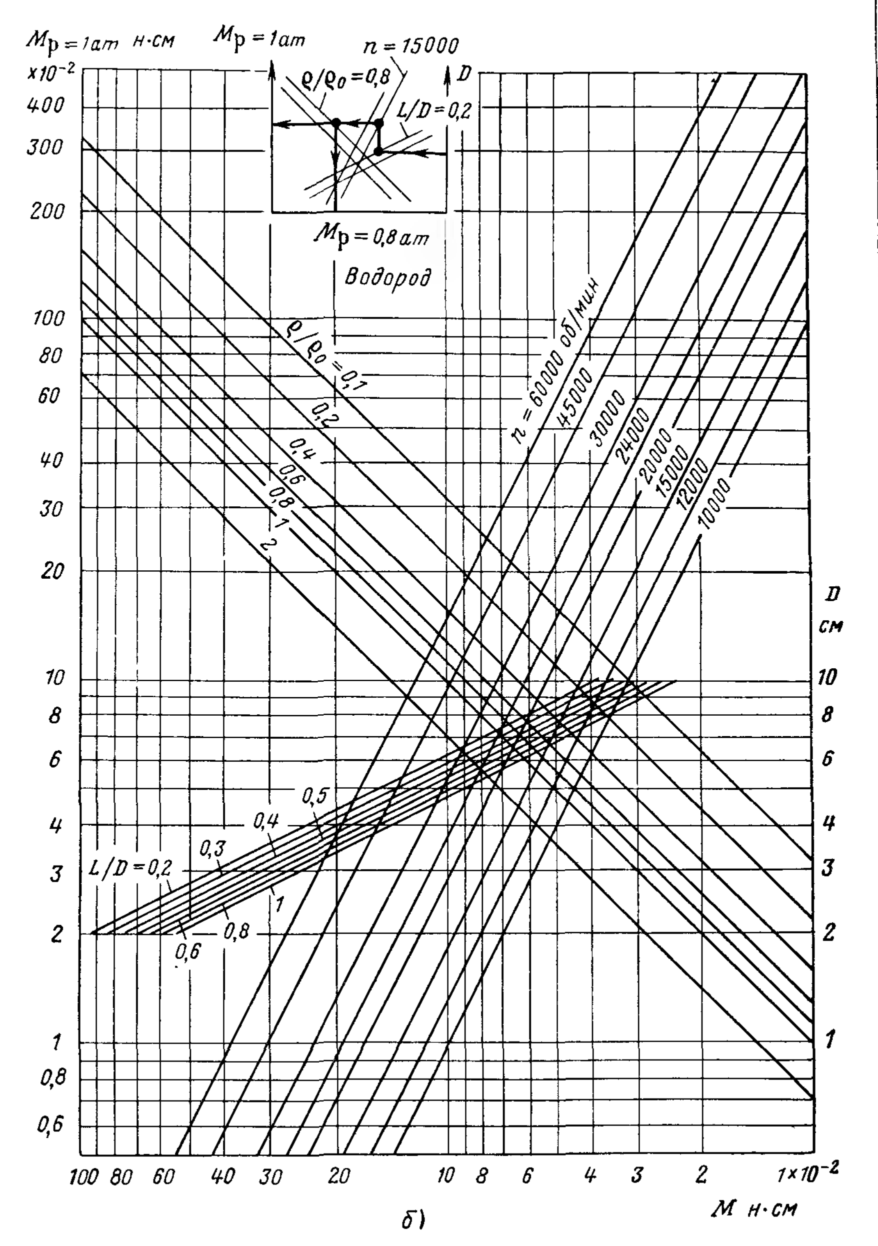


Рис. 4.10б. Номограмма для подсчета аэродинамического момента цилиндрического маховика без кожуха в водороде.

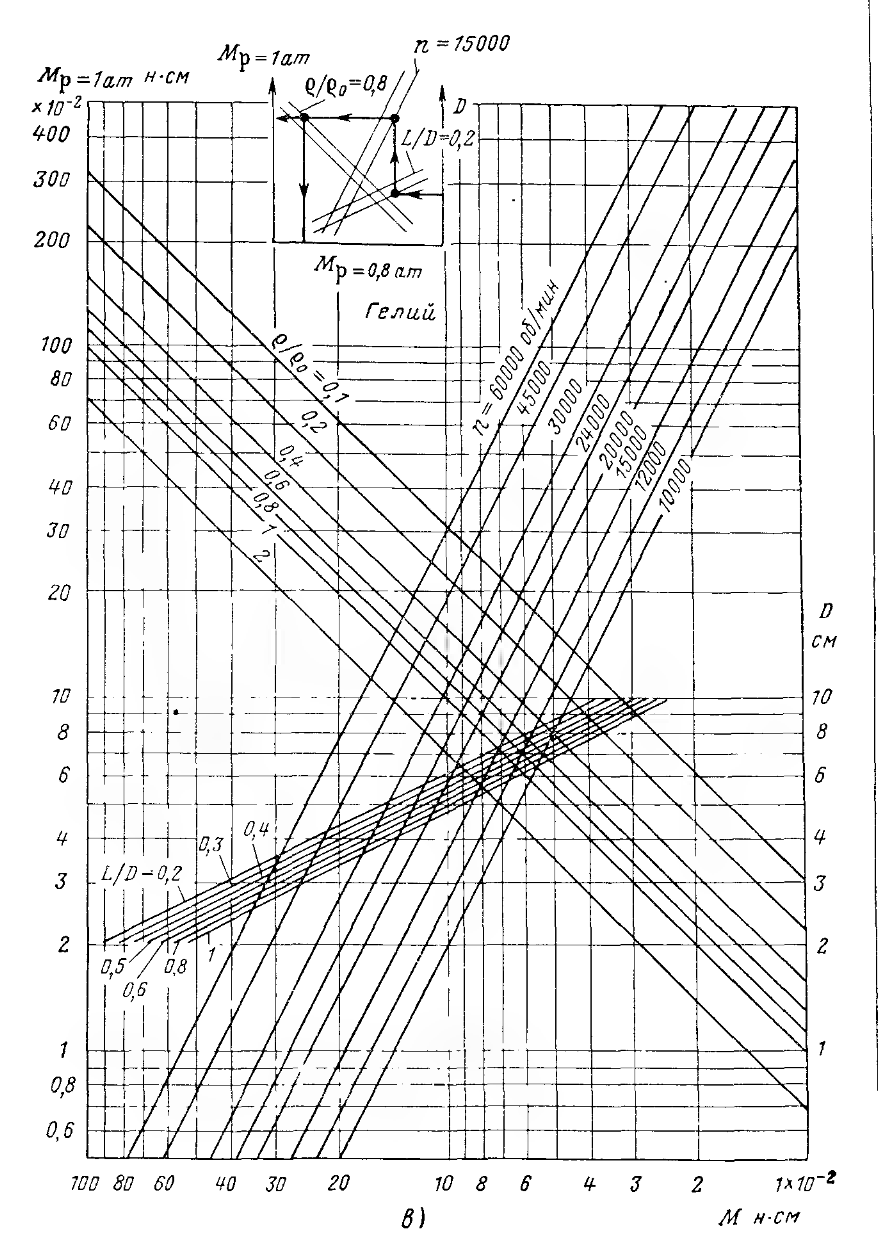


Рис. 4.10в. Номограмма для подсчета аэродинамического момента цилиндрического маховика без кожуха в гелии.

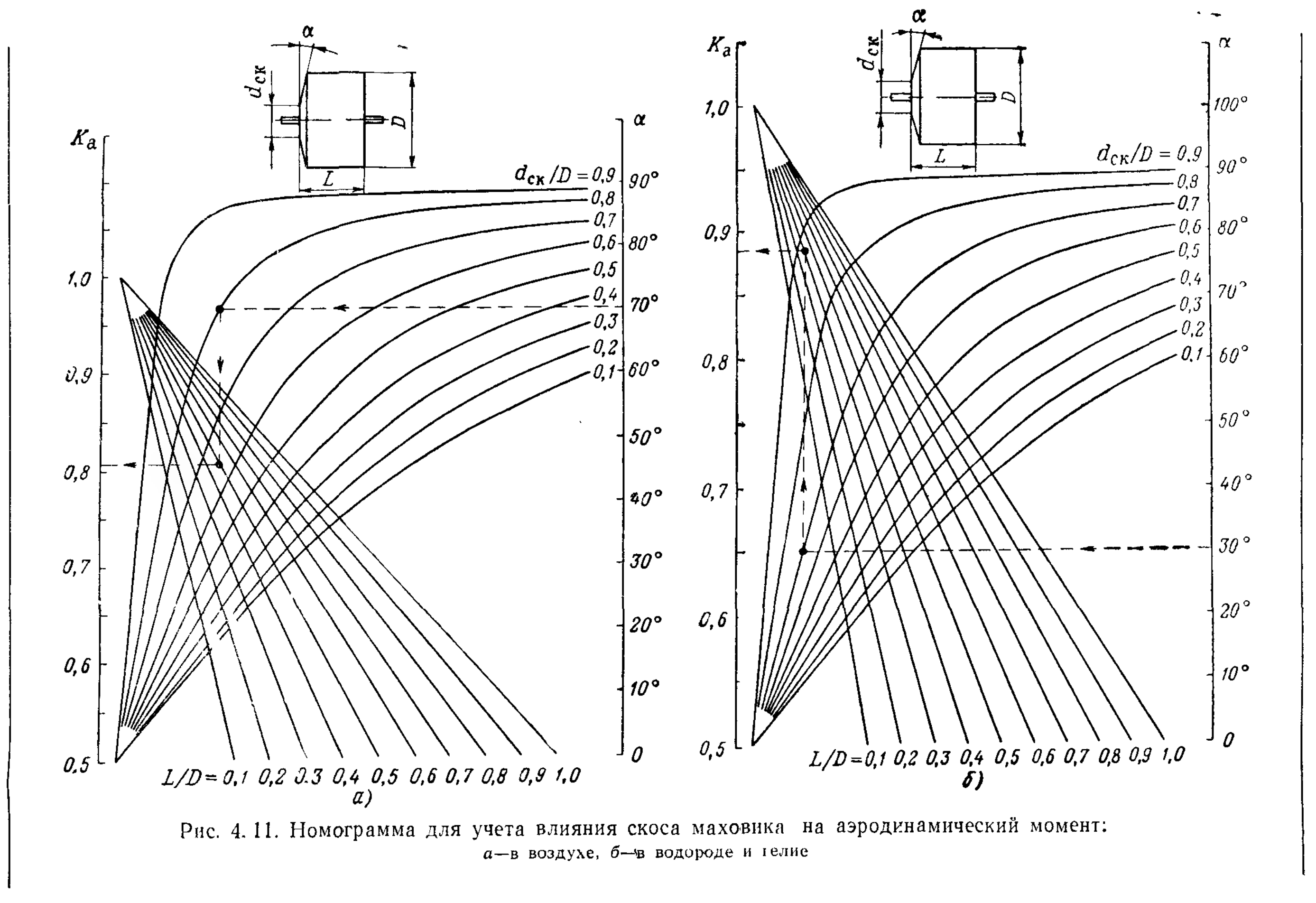


Рис. 4.11. Номограмма для учета влияния скоса маховика на аэродинамический момент:

а—в воздухе, *б*—в водороде и гелие

по (4. 17), но численный коэффициент при этом должен быть уменьшен не в 1,4—1,6 раза, как для оптимальных зазоров, а в среднем лишь в 1,25 раза. Однако доля аэродинамических потерь здесь мала и это уточнение не столь существенно.

В конструкции ГД нормального исполнения (типа рис. 2. 6 и 7. 1б) имеется дополнительный зазор между внутренней поверхностью маховика и втулкой статора. Величина зазора здесь больше, чем между ротором и статором, больше и расстояние его от оси вращения. Момент сопротивления в данных зазорах следует определять по тем же рекомендациям, что и для наружной поверхности при кожухе с оптимальным зазором.

Полный аэродинамический момент ГД представляет собой сумму найденного при соответствующих условиях момента по наружной и внутренней поверхностям вращающихся частей.

Приведенные формулы позволяют рассчитывать аэродинамический момент ГД при сложной его конфигурации с точностью не ниже $\pm 15\%$.

Для удобства практических расчетов на рис. 4. 10 *а, б, в* приведены номограммы, позволяющие определять аэродинамический момент цилиндрического маховика для воздуха, водорода и гелия по известным размерам, скорости и давлению среды в долях атмосферного. Для учета скосов, возможных на маховике, служат номограммы рис. 4. 11 *а* и *б*. Значения аэродинамических моментов, полученные по предыдущим номограммам, следует умножить на коэффициент $k_а$, найденный из рис. 4. 11 и учитывающий скос.

Влияние отверстий в маховике или кожухе, увеличивающих аэродинамический момент, может быть учтено по [4. 12].

Используя формулы (3. 15) и (4. 16), можно найти *отношение момента трения в подшипниках к аэродинамическому* в воздушной среде при нормальном давлении для маховика без кожуха. Это отношение очень мало зависит от L/D и в среднем при $L/D=0{,}5$ будет

$$\frac{M_{т.п}}{M_а}=\frac{0{,}87\cdot 10^6}{n\cdot D^{2{,}7}}. \qquad (4.20а)$$

Если маховик вращается в кожухе с оптимальным зазором, то это отношение будет в среднем в 2 раза выше. Из (4. 20а) следует, что с увеличением скорости вращения и габаритов доля потерь трения в подшипниках в общих механических потерях уменьшается. Для ГД, работающих в водороде и гелии, при $L/D=0{,}5$

$$\frac{M_{т.п}}{M_а}=\frac{33{,}5}{\varrho^{0{,}5}\cdot\mu^{0{,}5}\cdot n^{0{,}8}\cdot D^{2{,}3}}. \qquad (4.20б)$$

На рис. 4. 12 приведены опытные и расчетные по (4. 20а) данные для ГД, работающих без кожуха в воздухе с $L/D=0{,}5$ и

$n \approx 22\,000$ *об/мин*; пунктиром проведена расчетная кривая отношения $\frac{M_{т.п}}{M_а}$ при работе ГД с $n \approx 22\,000$ *об/мин* в водороде с половиной атмосферного давления.

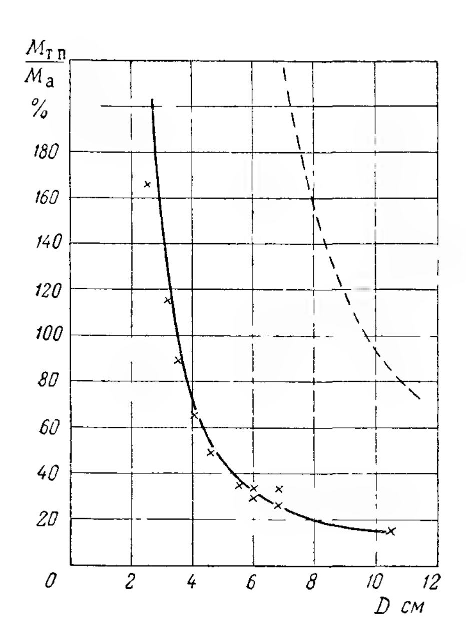


Рис. 4.12. Отношение момента трения в подшипниках к аэродинамическому:

сплошная линия — для воздуха по (4.20*а*); пунктир — для водорода с половиной атмосферного давления по (4.20*б*); ××× — опытные данные

4.3. ТЕПЛООТДАЧА

Передача тепла от ГД к окружающей среде — основной фактор, определяющий его тепловое состояние.

Принудительная конвекция значительно уменьшает абсолютные нагревы и является лучшим способом выравнивания температур внутри гироузла.

Поскольку ГД имеют высокие скорости вращения, то теплоотдача для них при принудительной конвекции возрастает более чем в 10 раз в сравнении с теплоотдачей в спокойную среду. Особенно она существенна у одностаторных симметричных ГД, где ее доля может достигать 80–90% в общей теплопередаче, ибо в силу специфики конструкции передача тепла теплопроводностью здесь мала.

Поэтому в первую очередь задача сводится к определению коэффициента теплоотдачи α, характеризующего условия теплообмена между поверхностью тела и окружающей его средой. Без знания α невозможен не только тепловой расчет, но даже и простейшая оценка среднего перегрева ГД.

Рассмотрим сначала *теплоотдачу с внешней поверхности маховика, вращающегося в неограниченном пространстве.*

В этом случае можно считать, что энергия аэродинамического трения расходуется на нагрев окружающей среды, и ее влиянием на нагрев маховика можно пренебречь. Теплоотдачу определим на основании подобия аэродинамических и тепловых процессов.

Согласно определению критерия теплового подобия (Nu) по

(4.8), учитывая (4.6) и (4.7), для пограничного слоя получим

$$\mathrm{Nu}_i = \mathrm{Re}_i \mathrm{Pr} \frac{\tau_\varphi}{\varrho (\Omega r_i)^2}, \qquad (4.21)$$

где $\mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ — число Прандтля, характеризующее физические свойства рабочей среды.

Уравнение (4.21), выражающее связь между гидроаэродинамикой и теплоотдачей (аналогия Рейнольдса), как и исходное уравнение (4.6), справедливо лишь при условии, если число Прандтля $\mathrm{Pr}=1$, а также при соответствующем распределении температуры по поверхности вращающегося тела [4. 7]. Для дисковой поверхности аналогия Рейнольдса имеет место при квадратичном распределении температуры в функции радиуса, а для цилиндрической – при постоянной температуре на всей поверхности.

Если бы все эти условия были выполнены, то согласно (4.3) и (4.12) из (4.21) для воздуха ($k=3/11$) получили бы, что

$$\mathrm{Nu}_i = a_{1i} \mathrm{Re}_i^{0,7}, \qquad (4.22)$$

а для водорода и гелия ($k=1$):

$$\mathrm{Nu}_i = a_{2i} \mathrm{Re}_i^{0,5}. \qquad (4.23)$$

Здесь a_{1i} и a_{2i} — местные численные коэффициенты из выражения (4.12) соответственно для воздуха, водорода и гелия.

Реально числа Прандтля для рабочих сред, используемых в ГД, отличны от единицы: в нормальных условиях для воздуха $\mathrm{Pr}=0{,}74$, а для водорода и гелия $\mathrm{Pr}=0{,}68$. Поэтому числа Nu_i в (4.22) и (4.23) являются еще функцией чисел Прандтля. Учет этого [4. 7] приводит к тому, что вместо (4.22) и (4.23) будем иметь следующие выражения:

для воздуха

$$\mathrm{Nu}_i = a_{1i} \mathrm{Re}_i^{0,7} \mathrm{Pr}^{0,5}; \qquad (4.24)$$

для водорода и гелия

$$\mathrm{Nu}_i = a_{2i} \mathrm{Re}_i^{0,5} \mathrm{Pr}^{0,4}. \qquad (4.25)$$

В связи с хорошей теплопроводностью металла вращающихся элементов температуру на всей поверхности маховика можно принять приблизительно постоянной. Это означает, что для цилиндрической поверхности маховика соблюдаются первое условие аналогии Рейнольдса и вытекающие отсюда уравнения (4.24) и (4, 25) Но для дисковых (торцовых) поверхностей маховика уравнения не будут в полной мере справедливы. Учет указанного обстоятельства дает при постоянной температуре поверхности уменьшение теплоотдачи с дисковых участков маховика для воздуха в сравнении

с (4.24) в 0,83 раза, а для водорода и гелия в сравнении с (4.25) в 0,65 раза [4.7].

В результате местный коэффициент теплоотдачи α_i (на элементарной площадке с текущим радиусом r) для воздушной среды на основании (4.3), (4.8) и (4.24)

для цилиндрической поверхности

$$\alpha_{i\text{ц}} = \frac{a_{1i}\,\mathrm{Re}_i^{0,7}\,\mathrm{Pr}^{0,5}\lambda}{r} = a_{1i}\,\Omega^{0,7}r^{0,4}\lambda\mathrm{Pr}^{0,5}\nu^{-0,7}, \qquad (4.26\text{а})$$

а для дисковой поверхности

$$\alpha_{i\,\text{д}} = 0{,}83a_{1i}\Omega^{0,7}r^{0,4}\lambda\mathrm{Pr}^{0,5}\nu^{-0,7}. \qquad (4.26\text{б})$$

Для того чтобы определить коэффициент теплоотдачи, средний для всей поверхности маховика, усредним его соответственно по цилиндрической и дисковым поверхностям. Одновременно, также как и раньше, мы вправе заменить местные численные коэффициенты a_i средним постоянным коэффициентом, который для рассматриваемого случая $(0{,}5\cdot10^5<\mathrm{Re}<2{,}5\cdot10^5)$ равен $a=0{,}081$ (разд. 4.2). Тогда

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\int\limits_0^{2\pi}d\varphi\int\limits_0^{L}\alpha_{i\,\text{ц}}R\,dl + 2\int\limits_0^{2\pi}d\varphi\int\limits_0^{R}\alpha_{i\,\text{д}}\,r\,dr}{S_\text{м}} =$$

$$= 0{,}081\left(\frac{D}{2}\right)^{0,4}\Omega^{0,7}\frac{\lambda\,\mathrm{Pr}^{0,5}}{\nu^{0,7}}\frac{\left(2\frac{L}{D}+0{,}69\right)}{\left(1+2\frac{L}{D}\right)}. \qquad (4.27)$$

При реальных пределах изменения $0{,}3<\frac{L}{D}<1$ величина $\alpha_{\text{ср}}$ меняется незначительно, поэтому можно принять в среднем $\frac{L}{D}=0{,}5$. Окончательное выражение для коэффициента теплоотдачи ГД, работающего в воздухе

$$a_{\text{вз}} = 0{,}0685c_p^{0,5}\mu^{-0,2}\lambda^{0,5}\varrho^{0,7}\Omega^{0,7}\left(\frac{D}{2}\right)^{0,4}\ \text{вт/см}^2\cdot{}^\circ\text{C}. \qquad (4.28)$$

Аналогично при применении водорода или гелия

$$\alpha_{\text{в,г}} = 0{,}523c_p^{0,4}\mu^{-0,1}\lambda^{0,6}\varrho^{0,5}\Omega^{0,5}. \qquad (4.29)$$

Подставив значения параметров сред, получим:

для воздуха

$$\alpha_{\text{вз}} = 0{,}852\cdot10^{-5}n^{0,7}[p]^{0,7}D^{0,4}; \qquad (4.30)$$

для гелия

$$\alpha_{г}=1{,}95\cdot 10^{-4}n^{0,5}[p]^{0,5};\qquad(4.31)$$

для водорода

$$\alpha_{в}=2{,}54\cdot 10^{-4}n^{0,5}[p]^{0,5}.\qquad(4.32)$$

Коэффициент теплоотдачи в функции плотности (или давления) среды изменяется в такой же степени, как и аэродинамический момент. Нетрудно убедиться, что и изменение температуры рабочей среды сказывается практически одинаково.

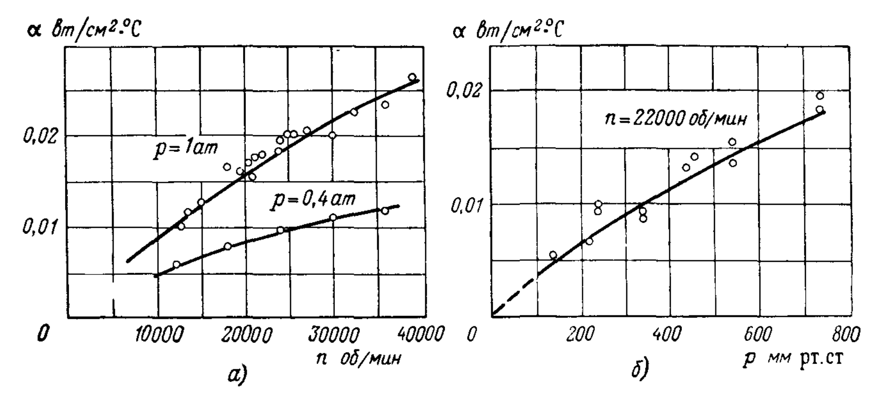


Рис. 4.13. Зависимость коэффициента теплоотдачи с открытого маховика в окружающий воздух от скорости (*а*) и давления (*б*).
(——— расчетные данные; ○○○ — опытные данные)

Расчет коэффициента теплоотдачи по (4.30)—(4.32) дает неплохое совпадение с опытными данными (см., например, рис. 4.13а и б, где показаны зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости вращения и давления для ГД, работающего в воздухе).

На основании (4.30)—(4.32) можно оценить улучшение теплоотдачи ГД, работающего в водороде или гелие. Отношение коэффициентов теплоотдачи в водороде $\alpha_{в}$ и воздухе $\alpha_{вз}$

$$\frac{\alpha_{в}}{\alpha_{вз}}=20{,}6\,\mathrm{Re}_{вз}^{-0,2}.\qquad(4.33)$$

Соответственно для гелия

$$\frac{\alpha_{г}}{\alpha_{вз}}=16{,}0\,\mathrm{Re}_{вз}^{-0,2},\qquad(4.34)$$

где $\mathrm{Re}_{вз}$ – число Рейнольдса для данного ГД в воздухе.

Для реальных ГД коэффициент теплоотдачи в водороде в 2,4 – 1,7 раза больше, чем в воздухе, а в гелие — в 1,85—1,3 раза (бо̀льшие значения для меньших чисел Re). Чем больше размеры ГД и скорость его вращения, тем меньше выигрыш в коэффициенте

теплоотдачи при замене воздуха на водород или гелий. Опытные данные также подтверждают эти выводы.

При рассмотрении теплоотдачи *с внешней поверхности маховика, вращающегося в гирокамере,* уже нельзя пренебречь рассеянием энергии. Здесь в зазоре между маховиком и гирокамерой «выделяется» мощность аэродинамических потерь $P_а$, сравнимая с мощностью остальных источников тепла.

В первом приближении будем считать, что эта мощность не распределена по пограничным слоям маховика и кожуха, а приложена в промежуточном потоке между пограничными слоями. Теплоотдача тогда может быть подсчитана сначала от маховика к промежуточному потоку через пограничный слой маховика, а затем от промежуточного потока к гирокамере через соответствующий пограничный слой камеры.

Коэффициент теплоотдачи от маховика к кожуху $\alpha_{м.к}$ может быть здесь определен как

$$\alpha_{м.к}=\frac{P_{м.к}}{S_м\Delta t_{м.к}}=\frac{P_{м.к}}{S_м(\Delta t_{м.п}+\Delta t_{п.к})}, \tag{4.35}$$

где $P_{м.к}$ — мощность, передаваемая путем принудительной конвекции;

$S_м$ — поверхность маховика;

$\Delta t_{м.к}$, $\Delta t_{м.п}$, $\Delta t_{п.к}$ — перепады температур соответственно между маховиком и кожухом и в пограничных слоях маховика и кожуха.

Аналогично тому, как мы рассматривали теплоотдачу от маховика к неподвижной газовой среде неограниченного объема, можно определить коэффициент теплоотдачи и от маховика к вращающемуся промежуточному потоку. Абсолютная скорость движения газа в промежуточном слое для турбулентного потока — в среднем в 2 раза, а для ламинарного – в 1,9 раза меньше скорости вращения маховика [4. 7]. Следовательно, относительная скорость между маховиком и промежуточным потоком соответственно в (2—1)/2 и в (1,9—1)/1,9 раза меньше, чем скорость маховика относительно неподвижной среды.

Кроме того, при применении кожуха с оптимальным зазором касательные напряжения для турбулентного режима меньше в среднем в 2 раза, а для ламинарного — в 1,5 раза. С учетом этого из (4. 21) следует, что коэффициент теплоотдачи от маховика к промежуточному слою $\alpha_{м.п}$ для турбулентного режима (при заполнении камеры воздухом)

$$\alpha_{м.п}=\alpha_{вз}\frac{1}{2}\frac{2}{2-1}=\alpha_{вз}, \tag{4.36}$$

а для ламинарного режима — в водороде или гелие

$$\alpha_{м.п}=\alpha_{в,г}\frac{1}{1,5}\cdot\frac{1,9}{1,9-1}=1,41\alpha_{в,г}. \tag{4.37}$$

Так как от маховика к промежуточному слою по принятому допущению передается мощность $P_{м.к}-P_а$, то перепад температур в пограничном слое маховика

$$\Delta t_{м.п}=\frac{P_{м.к}-P_а}{S_м \alpha_{м.п}}. \qquad (4.38)$$

Аналогично может быть оценен и коэффициент теплоотдачи от вращающегося промежуточного потока к неподвижному кожуху $\alpha_{п.к}$. Но если касательные напряжения на маховике и кожухе практически одинаковы, то относительная скорость промежуточного слоя по отношению к кожуху иная и равна абсолютной скорости движения газа в промежуточном потоке.

Тогда из (4.21) при заполнении камеры воздухом

$$\alpha_{п.к}=\alpha_{вз}\cdot\frac{1}{2}\Big/\frac{1}{2}=\alpha_{вз}, \qquad (4.39а)$$

а при заполнении водородом и гелием

$$\alpha_{п.к}=\alpha_{в,г}\cdot\frac{1}{1,5}\Big/\frac{1}{1,9}=1,26\alpha_{в,г}. \qquad (4.39б)$$

Перепад температуры между промежуточным потоком и кожухом

$$\Delta t_{п.к}=\frac{P_{м.к}}{S_к \alpha_{п.к}}, \qquad (4.40)$$

где $S_к$ — поверхность кожуха.

Приняв $S_м=S_к$, из (4.35)—(4.40) получим выражения для коэффициента теплоотдачи от маховика к кожуху при оптимальном зазоре между ними:

— при заполнении гирокамеры воздухом ($0,5\cdot 10^5<\mathrm{Re}<2,5\cdot 10^5$)

$$\alpha_{м.к_{вз}}=\frac{\alpha_{вз}}{2-\dfrac{P_а}{P_{м.к}}}, \qquad (4.41)$$

где $\alpha_{вз}$ определяется по (4.30);

— при заполнении гирокамеры водородом или гелием ($\mathrm{Re}\leqslant 0,5\cdot 10^5$)

$$\alpha_{м.к_{в,г}}=\frac{1,41}{2,11-\dfrac{P_а}{P_{м.к}}}\,\alpha_{в,г}, \qquad (4.42)$$

где $\alpha_{в,г}$ для гелия и водорода находится соответственно из (4.31) и (4.32).

Теперь рассмотрим характер теплоотдачи на *внутренней поверхности маховика* — в зазоре между статором и ротором. Применительно к электрическим машинам этому вопросу посвящен ряд работ, например [4.3], [4.9]. Для ГД задача, с одной стороны, упро-

щена, так как здесь отсутствуют вентиляционные каналы и осевое перемещение газа в зазоре. Но с другой стороны, по сравнению с обычными машинами ГД имеет относительно маленькую длину пакетов и здесь теплоотдачей с массивных лобовых частей пренебречь уже нельзя. Зазор между статором и ротором обычно составляет $\delta/d_1=(3—6)\cdot 10^{-3}$ и не равен зазору между лобовыми частями и крышками (диафрагмой) — $\Delta_л/d_1=0{,}01—0{,}1$, поэтому к различным участкам поверхности статора требуется дифференцированный подход. Однако такой подход сложен и не может дать пока точных результатов, поскольку затруднен учет шероховатости, зубчатости и пр.

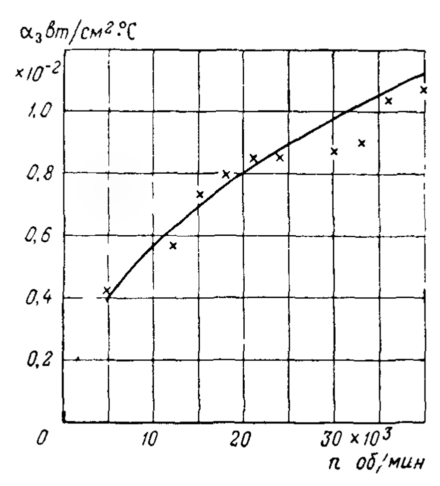


Рис. 4. 14. Коэффициент теплоотдачи в зазоре между статором и маховиком:
АГД $cD=5{,}5$ *см*, $d_1=3{,}0$ *см*, $\delta=0{,}015$ *см*; среда—воздух
(——— расчетные данные; ×××—опытные данные)

Принимая это во внимание и учитывая, что зависимость теплоотдачи, так же как и аэродинамического момента, от величины зазора в диапазоне $0{,}005<\frac{\Delta_к}{D}<0{,}05$ незначительна, примем коэффициент теплоотдачи α_3 по всей рассматриваемой поверхности постоянным. Так как здесь числа $Re<0{,}5\cdot 10^5$ практически при любой среде, то величину коэффициента α_3 можно определить из (4. 42), приняв в этом зазоре мощность аэродинамических потерь $P_а=0$ и введя поправочный коэффициент, равный 1,25 и учитывающий, что величина зазора меньше оптимального в смысле минимума аэродинамического момента. В результате коэффициент теплоотдачи от статора к маховику

$$\alpha_3=0{,}142c_p^{0,4}\mu^{-0,1}\lambda^{0,6}\varrho^{0,5}n^{0,5}\ \text{вт/см}^2\cdot{}^\circ\text{С}. \qquad (4.43)$$

Формула справедлива для любого газа во внутреннем зазоре ГД между статором и вращающимися частями. На рис. 4. 14 дано сравнение расчетных и опытных значений коэффициента теплоотдачи α_3 для одного из ГД, показывающее неплохое их совпадение.

4. 4. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ГИРОДВИГАТЕЛЯ

Характер теплового режима в гироузле зависит от схемы конструкции и теплопроводности ее элементов, потребляемой мощности и распределения ее по объему, условий и характера теплоотдачи.

Известно, что тепло от нагретого тела может передаваться теплопроводностью, излучением (лучеиспусканием) и конвекцией.

Теплопередача излучением в ГД играет небольшую роль, так как здесь нет высоких температур. Ее имеет смысл учитывать лишь при рассмотрении теплопередачи от гироузла к окружающей среде. Внутри гироузла энергия излучения не сравнима с энергией, передаваемой теплопроводностью и конвекцией.

Изменения во времени любой из составляющих теплопередачи и составляющих мощности, потребляемой ГД (потерь в подшипниках, в меди и стали статора, в роторе, аэродинамических потерь), вызывают неизбежные температурные деформации и соответствующие им составляющие дрейфа гироскопа. Более того, по условиям работоспособности смазки и возможности терморегулирования жидкости в поплавковом приборе недопустимы не только изменения температуры в гироузле, но и их высокие абсолютные значения. Поэтому при проектировании ГД должны быть приняты меры по максимальному сокращению потребляемой мощности и улучшению теплопередачи.

Остановимся кратко на основных факторах, влияющих на тепловой режим и закономерности изменения температур внутри гироузла.

Рассмотрим сначала теплопередачу у ГД с высокой долей принудительной конвекции. Пусть, например, ГД (см. рис. 2. 1) работает в герметичном кожухе, находящемся либо в жидкости, либо в воздухе. Так как теплопередача через кардановы опоры сравнительно мала, то принимаем, что вся мощность, потребляемая ГД, передается *теплоотдачей и излучением* от кожуха к окружающей среде.

В общем случае коэффициент теплоотдачи от неподвижной поверхности (кожуха) в спокойную среду равен

$$\alpha_0 = 2{,}56\varrho^{0,5}\lambda^{0,75}\left(\frac{\beta_0 c_p \Delta t_к}{\mu D_к}\right)^{0,25} \ \frac{вт}{см^2\,°C}. \qquad (4.44)$$

Здесь β_0 — объемный коэффициент расширения; для газа $\beta_0 = 0{,}0037$;
$\Delta t_к$ — перегрев кожуха над окружающей его средой в °С
$D_к$ — диаметр кожуха;
ϱ, μ, λ, c_p — параметры среды, окружающей кожух.

Если кожух находится в воздухе, то теплоотдача в воздух

$$\alpha_0 = 3{,}7\cdot 10^{-4}[p]^{0,5}\left(\frac{\Delta t_к}{D_к}\right)^{0,25}. \qquad (4.45)$$

Относительное давление воздуха $[p]$ (в долях атмосферного) зависит в общем случае от высоты полета.

Коэффициент теплоотдачи излучением с кожуха в среду при перепаде температуры в 10—60° С может быть приближенно найден как

$$\alpha_и = 11{,}4 \cdot 10^{-12} \varepsilon (273 + t_0)^2 \cdot [2(273 + t_0) + 3\Delta t_к], \qquad (4.46)$$

где t_0 — средняя температура окружающего гироузел воздуха или гироскопической жидкости в °С;

ε — коэффициент излучения для поверхности гироузла.

Таблица 4.2

Коэффициенты излучения ε для некоторых поверхностей

Поверхность	ε
Алюминий полированный	0,08
Сталь полированная	0,29
Сталь оксидированная	0,7
Поверхность лобовых частей обмотки	0,8
Черный эмалевый лак	0,9
Латунь матовая	0,23

В теплоотдаче от кожуха в спокойную среду излучение сравнимо с конвекцией. Так, только окраска черной эмалью стального кожуха АГД с $D=10$ *см* при $P_{1н}=20$ *вт* уменьшила температуру кожуха с 32° до 26°. Подобная операция для АГД с $D=7$ *см* ($P_{1н} \approx 10$ *вт*) уменьшила температуру кожуха с 33° до 27,5°.

Перепад температуры между кожухом и окружающей его средой

$$\Delta t_к = \frac{P_{1н}}{S_к (\alpha_и + \alpha_0)} \ ^\circ C. \qquad (4.47)$$

Чтобы найти $\Delta t_к$ по (4.47), необходимо вначале задаться величиной $\Delta t_к$ и по (4.45) и (4.46) найти α_0 и $\alpha_и$. Если полученное значение $\Delta t_к$ отличается от выбранного более чем на 25%, следует провести пересчет.

Так как мощность, потребляемая ГД, определяется аэродинамическими потерями $P_а$, потерями в подшипниках $P_{т.п}$ и к. п. д. η, то влияние параметров среды внутри кожуха и размеров ГД на нагрев гироузла может быть проанализировано более подробно. Например, для водорода или гелия, если в (4.47) подставить значения $P_а$ по (4.18) и $P_{т.п}$ по (3.15) с соответствующими коэффициентами пропорциональности k_1 и k_2, получим

$$\Delta t_к \sim \frac{k_1 \mu^{0,5} \varrho^{0,5} n^{2,5} D^2 \left(1 + 4\frac{L}{D}\right) + k_2 n^{1,7} \left(\frac{L}{D}\right)^{0,6} D^{0,3}}{\eta \left(1 + 2\frac{L}{D}\right)(\alpha_и + \alpha_0)}. \qquad (4.48)$$

Из (4.48) следует, что увеличение скорости вращения, давления среды внутри гироузла и диаметра маховика (кожуха) увеличивают нагрев кожуха. Если аэродинамические потери малы в сравнении с потерями в подшипниках, например, при низком давлении среды в гироузле, то температура кожуха снижается с ростом размеров гироузла (при условии пропорциональности размеров маховика и кожуха). Для малых гироузлов также можно не учитывать аэродинамические потери, но здесь с уменьшением размеров ГД существенно уменьшается к. п. д. и, как следует из (4.48), увеличивается нагрев.

Теперь рассмотрим теплопередачу внутри гироузла. При качественном анализе у ГД, типа изображенного на рис. 2.1, можно не учитывать теплопроводность оси, считая, что теплопередача осуществляется лишь через маховик. Эксперименты показывают, что такое допущение справедливо лишь за исключением случая очень низкого давления газа или вакуума внутри гироузла. Перепад температуры между кожухом и маховиком при заполнении гироузла водородом или гелием с учетом (4.29) и (4.42) может быть представлен в виде

$$\Delta t_{\text{м.к}} \sim \frac{k_1\left(\frac{1}{\eta}-0,475\right)\mu^{0,5}n^2D^2\left(1+4\frac{L}{D}\right)+\frac{k_2}{\eta}\cdot\rho^{-0,5}n^{1,2}\left(\frac{L}{D}\right)^{0,6}D^{-0,3}}{c_p^{0,4}\mu^{-0,1}\lambda^{0,6}\left[1+2\frac{L}{D}\right]}. \tag{4.49}$$

Уменьшение скорости вращения вызывает уменьшение $\Delta t_{\text{м.к}}$. Как и в предыдущем случае, нагрев увеличивается с ростом диаметра маховика при существенной доле аэродинамических потерь в общей мощности, потребляемой ГД, т. е. при значительной плотности среды в гироузле и его крупных габаритах. У миниатюрных ГД прежде всего за счет уменьшения к. п. д. с уменьшением диаметра маховика нагрев также увеличивается.

Уменьшение давления газа в гироузле увеличивает перепад температур $\Delta t_{\text{м.к}}$, так как увеличивается второй член в уравнении (4.49). Более того, если уменьшать давление газа в гироузле и использовать один и тот же ГД, то его электрические потери уменьшаются в меньшей степени, чем полезная мощность, т. е. уменьшается его к. п. д. и перепад температур увеличивается еще в бо́льшей степени. Лишь в конструкциях со значительной долей теплопроводности в общем балансе теплообмена для уменьшения $\Delta t_{\text{м.к}}$ может оказаться выгоднее уменьшить давление внутри гироузла.

Теперь допустим, что тепловой поток от статора ГД к маховику через подшипники мал и примем, что тепло от статора к маховику

передается в основном через зазор. Тогда с учетом (4.43) **средний** перепад температуры в зазоре

$$\Delta t_з \sim \frac{\left(\frac{1}{\eta}-1\right)\left[k_1\mu^{0,5}n^2D^2\left(1+4\frac{L}{D}\right)+k_2\varrho^{-0,5}n^{1,2}\left(\frac{L}{D}\right)^{0,6}D^{-0,3}\right]}{c_p^{0,4}\mu^{-0,1}\lambda^{0,6}\left(1+2\frac{L}{D}\right)}. \qquad (4.50)$$

Здесь уже влияние к. п. д. сказывается более существенно, чем в (4.49), так как тепловой поток, передаваемый через зазор, связан с электромагнитными потерями в меди и стали статора.

Температура обмотки статора близка к средней температуре статора. Перепад температуры между обмоткой и средой, окружающей гироузел, приближенно может быть найден как сумма перепадов:

$$\Delta t_а = \Delta t_з + \Delta t_{м.к} + \Delta t_к.$$

Общее для всех рассмотренных перепадов то, что они увеличиваются с ростом скорости. Что касается размеров и плотности среды, то из условия получения минимума перегрева обмотки статора $\Delta t_а$ имеется оптимум этих параметров.

У крупных ГД, где аэродинамические потери значительны, все перепады, составляющие $\Delta t_а$, увеличиваются с ростом диаметра D. У миниатюрных ГД аэродинамические потери малы, и $\Delta t_а$ также увеличивается с уменьшением диаметра D. При постоянном давлении внутри гироузла минимальный нагрев обмотки статора имеют ГД средних габаритов. В этом смысле можно говорить об оптимуме размеров ГД. С уменьшением скорости вращения и плотности среды внутри гироузла оптимальный размер ГД увеличивается.

С уменьшением плотности среды внутри гироузла возрастают перепады температуры между статором и маховиком, маховиком и кожухом, но уменьшается перепад температуры между гироузлом и окружающей средой. Для каждого гироузла с определенными габаритами, средой и скоростью существует давление внутри гироузла, соответствующее минимальной температуре обмотки статора (см. рис. 6.4). С ростом габаритов, скорости вращения и доли теплопроводности в общей теплопередаче внутри гироузла оптимальное давление уменьшается.

В вакуумированных гироузлах вся теплопередача осуществляется через *теплопроводность и излучение*. Из-за отсутствия аэродинамических потерь перегрев кожуха над окружающей средой $\Delta t_к$ мало зависит от размеров гироузла, возрастая лишь для миниатюрных и сверхминиатюрных ГД из-за уменьшения к. п. д. Перепад между маховиком и кожухом $\Delta t_{м.к}$ для крупных вакуумированных ГД с ростом D несколько увеличивается, так как теплопроводность пропорциональна первой степени линейного размера, а потери в подшипниках — второй. Для миниатюрных ГД и здесь

основное влияние на увеличение $\Delta t_{м.к}$ оказывает снижение к. п. д. Перепад в зазоре $\Delta t_з$ в функции D также практически определяется изменением к. п. д.

Таким образом, вакуумированные гироузлы если и имеют оптимум D, то совсем пологий, причем для очень крупных ГД. Практически можно считать, что нагрев обмотки статора вакуумированных гироузлов уменьшается с увеличением их габаритов. Точно так же, как и для газонаполненных гироузлов, увеличение скорости приводит к увеличению всех перепадов температур.

Мы рассмотрели два крайних случая, когда теплопередача осуществляется через теплоотдачу (конвекцию) и через теплопроводность и излучение. Это дает возможность анализировать тепловой режим любого конкретного гироузла с определенным соотношением между долей теплопроводности и теплоотдачи.

Кратко охарактеризуем теперь величины прочих перепадов температур в реальных ГД, симметричных одностаторной (см. рис. 2.3) и двухстаторной (см. рис. 2.5) конструкций. Наибольший нагрев обычно имеет обмотка статора. Лишь у симметричной одностаторной конструкции, когда лобовые части непосредственно лежат на подшипниках, температура подшипника может быть равна или даже на 1—2° С выше температуры обмотки. Температура в пазу по всей длине пакета статора примерно постоянна. Перепад температуры между центром паза и пакетом статора составляет 1—4° С. Он зависит от коэффициента заполнения паза и толщины пазовой изоляции. Лобовые части нагреты на 1—2° С меньше, чем медь в пазу, причем перепад температуры в них идет от центра к периферии. В двухстаторной конструкции также существует перепад температуры (до 2°) между лобовыми частями со стороны крышки и со стороны диафрагмы. Для уменьшения этого перепада полезны вентиляционные отверстия в диафрагме. Перепады температуры в конструктивных элементах зависят от посадок, сечений и длины этих элементов, а также от материалов, из которых они изготовлены. Иногда эти перепады существенны, особенно при применении нержавеющих сталей, титана или неметаллических материалов из-за малой их теплопроводности.

Как влияет кожух на тепловой режим ГД? Перепад температуры от маховика к окружающему воздуху при работе ГД без кожуха невелик и составляет обычно не более 10°. Если применен кожух, то появляются еще дополнительные перепады температур: от газа внутри гироузла к кожуху и от кожуха к внешнему воздуху. В итоге перепад температуры между маховиком и окружающим кожух воздухом значительно возрастает, но перепады температуры в самом ГД внутри кожуха уменьшаются, хотя абсолютные температуры всех элементов ГД растут. Так, например, симметричный одностаторный ГД с диаметром 5,5 *см*, работая в неограниченном пространстве, имел мощность $P_{1н} = 10$ *вт* и перегревы над окружающим воздухом: маховика — 4°, конца оси — 2°, центра оси — 7° и обмотки — 22°. При работе этого ГД в кожухе без вентиляцион-

ных отверстий $P_{1н}=7$ *вт* и перепады над окружающим кожух воздухом: маховика — 49°, центра оси — 53°, воздуха внутри кожуха — 45°, обмотки — 52° и кожуха — 41,5°.

Если кожух герметизирован, то при уменьшении давления внешней среды описанный эффект возрастает и абсолютные температуры могут превысить допустимые. В среднем использование герметизированного кожуха повышает температуру обмотки в 1,5—2 раза. Заполнение гироузла водородом или гелием в этих условиях иногда может оказаться недостаточным. Более эффективным при работе ГД в условиях значительно изменяющихся давлений внешней среды может оказаться иногда даже разгерметизация гироузла и применение вентиляционных отверстий в кожухе. Подбором их размеров и количества конструктор может получить желаемый компромисс между абсолютными температурами и их градиентами внутри гироузла. При уменьшении давления у АГД изменяются не только условия теплоотдачи, но и потребляемая мощность, так что нагрев его может не возрастать. У СГД потери и потребляемая мощность изменяются при этом очень слабо и нагрев существенно увеличивается.

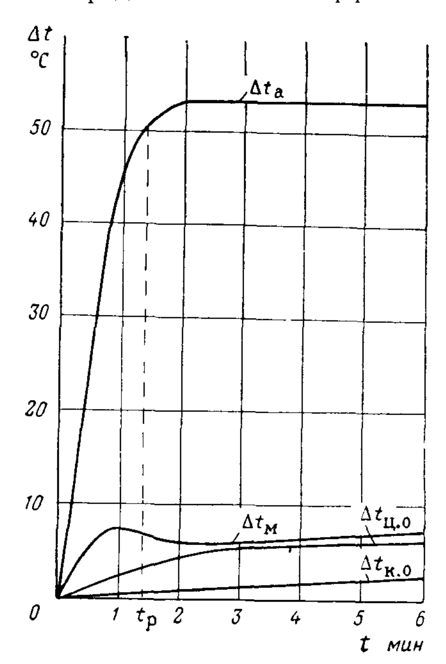


Рис. 4.15. Изменение температур различных точек СГД во времени (опытные данные):

$t_р$ — время разбега; $\Delta t_а$ - перегрев обмотки; $\Delta t_м$ — маховика; $\Delta t_{ц.о}$ — центра оси; $\Delta t_{к.о}$ — конца оси (ГД по схеме рис. 2.3; D 5,5 *см*; n 24 000 *об/мин*; среда воздух; без кожуха; $P_{1н}=21$ *вт*)

Наличие или отсутствие кожуха и отверстий в нем влияет и на динамику теплового режима. А это важно, так как тепловая постоянная времени ГД обычно определяет готовность всего гироприбора.

Тепловая постоянная времени ГД без кожуха соизмерима с постоянной времени его разбега и составляет от 50 *сек* до 20 *мин* — бóльшие значения у крупных ГД. Тепловая постоянная времени гироузла всегда больше аналогичной постоянной ГД, работающего без кожуха, а отношение ее к электромеханической постоянной времени может достигать десяти. Время установления температуры ГД зависит от мощности, потребляемой в процессе пуска, от ее распределения между статором и ротором, от теплоемкости элементов конструкции. Время установления температуры особенно значительно в крупных гироузлах. Так, у асинхронного гироузла с диа-

метром маховика $D=10$ *см* оно примерно равно 2—3 часам при времени разбега 10 *мин.* Время установления температуры в приборе, нагревающемся лишь за счет мощности ГД, может быть в десятки раз больше тепловой постоянной времени собственно ГД. Иногда для сокращения времени установления теплового состояния применяют форсированный запуск ГД даже в том случае, когда он дает малое сокращение времени разбега.

Так как в процессе пуска ГД в роторе выделяется значительная мощность, то процесс установления температуры может носить колебательный характер: за время пуска ГД нагреется до температуры более высокой, чем установившаяся, а в номинальном режиме температура снизится до установившейся. Величина предварительной нагрузки на подшипники и конструкция ГД должны учитывать динамику теплового режима и связанные с ним температурные деформации.

4.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Задача теплового расчета — определение перегрева отдельных узлов ГД, выявление наиболее напряженных в тепловом отношении элементов и разработка рекомендаций по уменьшению нагрева и перепадов температуры по объему гироскопа. Расчет позволяет в процессе проектирования предусмотреть ряд мероприятий по повышению точности гироприбора, оценить его работоспособность.

Наиболее простым и наглядным методом тепловых расчетов является метод тепловых схем замещения [4.1], [4.11], [4.15]. Метод основан на аналогии процессов теплопередачи и распределения тока в электрической цепи, причем превышение температуры Δt эквивалентно напряжению, мощность потерь ΔP — току, а тепловое сопротивление $R_{\text{Т}}$ – электрическому сопротивлению. Закону Ома для электрической цепи соответствует закон Ньютона для тепловой цепи:

$$\Delta P = \frac{\Delta t}{R_{\text{Т}}}. \qquad (4.51)$$

Уравнения для тепловых сопротивлений выводятся из уравнений теплопередачи. Так, тепловое сопротивление теплопроводности для многослойной стенки с сечением S равно

$$R_{\text{Т}} = \frac{\sum \varrho_{\text{Т}_i} \delta_i}{S} \ {}^\circ\text{C}/\textit{вт}, \qquad (4.52)$$

где δ_i — толщина слоя с удельным тепловым сопротивлением $\varrho_{\text{Т}\,i}$ (табл. 4.3) в *см*;

S — поверхность теплопередачи в *см*^{2}.

Таблица 4.3

Удельные тепловые сопротивления ϱ_T различных материалов*

Наименование материала	ϱ_T °C·*см/вт*	Наименование материала	ϱ_T °C·*см/вт*
Медь (вдоль провода)	0,26	Стеклотекстолит	400
Сталь электротехническая вдоль слоя	4	Пазовая изоляция	800
Сталь электротехническая лакированная поперек слоя	40	Неподвижный воздух в тонких слоях	4000
Лаки	250—500	Неподвижный водород в тонких слоях	600
Электрокартон пропитанный	400	Викаллой вдоль листов	2,5

* Удельные тепловые сопротивления конструкционных материалов могут быть определены по их теплопроводности из табл. 2.2: $\varrho_T = 1/\lambda$.

Тепловое сопротивление конвекции и излучения от тела к газу

$$R_T = \frac{1}{\alpha_и S_и + \alpha_к S_к}, \qquad (4.53)$$

где $\alpha_к$ и $\alpha_и$ соответственно коэффициенты теплопередачи путем конвекции и излучения в *вт/см*^{2} °С.

В качестве поверхности конвекции $S_к$ выбирается полная поверхность, а в качестве поверхности излучения $S_и$ — огибающая поверхность. Если на поверхности нет ребер, то $S_к$ и $S_и$ равны.

Для составления тепловой схемы замещения необходимо на эскизе ГД отметить наиболее вероятные пути отвода тепла от нагретых частей. В схеме замещения эти пути теплоотвода соответствуют тепловым сопротивлениям. При составлении схем замещения обычно принимают следующие допущения:

1. Температуру обмоток статора и ротора принимают одинаковой для всей массы обмотки. При малой длине пакета ГД перепад температуры от середины пазовой части до лобовых частей обмотки обычно составляет не более 1—2° С.

2. Источники тепла считают сосредоточенными и подсчитывают температуру поверхности источника тепла. При необходимости перепад температуры внутри источника тепла можно найти по [4.4].

3. Тепловые сопротивления в схеме замещения считают независящими ни от перепада температуры, ни от абсолютной температуры данного элемента. Однако, как показано в разд. 4.4, коэффициенты теплоотдачи сами могут зависеть от температуры. Расчет же нелинейной тепловой схемы замещения был бы чрезвычайно сложен. Поэтому в тепловых расчетах коэффициенты теплоотдачи обычно принимают постоянными. Их выбирают для ожидаемых

перепадов температур, которыми задаются в начале расчета. Коэффициент теплоотдачи конвекцией зависит от перегрева лишь для свободной конвекции — α_0 (4.44), причем зависимость эта выражена слабо. Поэтому, если задаться средним перегревом $\Delta t_к = 30° С$, то подсчитанный для него коэффициент α_0 отличается от α_0, найденного для интервала температур $\Delta t_к = 20—40° С$, не более чем на $\pm 10\%$.

Коэффициент теплоотдачи излучения $\alpha_и$ по (4.46) в бóльшей степени зависит от температуры окружающей среды t_0 и лишь незначительно от перепада температур $\Delta t_к$. Но при тепловых расчетах температура внешней среды t_0 обычно известна и $\alpha_и$ для кожуха можно определить довольно точно. При определении же тепловых сопротивлений внутренних участков газонаполненного ГД влияние $\alpha_и$ очень мало по сравнению с $\alpha_к$ и им пренебрегают. Излучение внутри гироузла учитывается лишь при его вакуумировании. Здесь $\alpha_и$ можно принять постоянным и равным примерно $6 \cdot 10^{-4}$ *вт/см²* · °С.

Рассмотрим принцип составления схемы замещения и расчет ее сопротивлений для конкретных конструкций ГД.

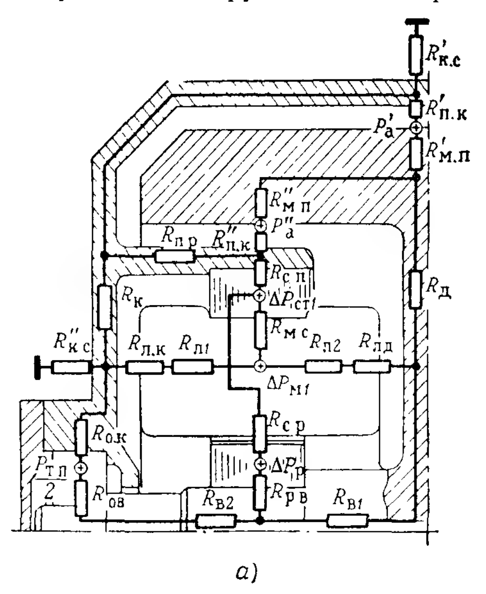
На рис. 4.16, *а* показан упрощенный эскиз двухстаторного СГД нормального исполнения. Кружками с крестиками здесь показаны источники тепла. На рис. 4.16, *б* приведена соответствующая тепловая схема замещения ГД. Тепловые потоки указаны стрелками. Величина теплового потока численно равна мощности потерь в данном узле. Температуре источников тепла на схеме замещения соответствует э. д. с. Δt. Поскольку в процессе теплового расчета определяется превышение температуры источника над окружающей ГД средой, то все одноименные зажимы источников присоединены к одной точке. Тепловая схема замещения оказывается замкнутой. Так как конструкция симметрична, то расчет можно вести на половину ГД.

Тепло от потерь в меди $\Delta P_{м1}$ может отводиться от обмотки статора несколькими путями. Часть тепла через пазовую изоляцию передается пакету. Этому потоку соответствует тепловое сопротивление $R_{м.с}$ — от меди к стали, которое определяется по (4.52). В качестве площади берется поверхность соприкосновения обмотки со стенками всех пазов. В расчет вводят полную толщину изоляции паза $\Sigma\delta_i$ и средневзвешенное удельное тепловое сопротивление $\varrho_т$ (табл. 4.3).

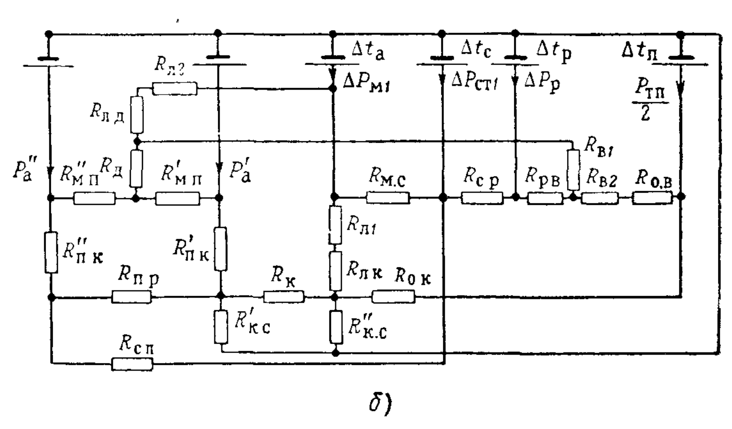
Второй путь теплопередачи от меди — через лобовые части к корпусу ГД. Этому пути соответствуют сопротивления изоляции лобовых частей $R_{л1}$ и сопротивление воздушного промежутка между лобовой частью и корпусом $R_{л.к}$. Сопротивление $R_{л1}$ находится по (4.52). Лобовые части ГД обычно не изолируются ничем, кроме лаковой пленки при пропитке. Толщина ее обычно составляет 0,003÷0,04 *см*.

При подсчете $R_{л.к}$ по (4.53) для газонаполненного ГД следует учитывать то, что тепло сначала передается к неподвижному газу,

а уже от него к корпусу. Коэффициент теплоотдачи конвекцией, определяемый по (4.44), в этом случае следует уменьшить примерно вдвое. При подсчете $\alpha_к$ в качестве определяющего размера $D_к$ здесь следует взять наружный диаметр лобовых частей.



а)



б)

Рис. 4.16. К расчету теплового поля двухстаторного ГД:

а распределение тепловых потоков; *б*—тепловая схема замещения; э. д. с., не обозначенные на рис. б в цепях с тепловыми потоками $P_а''$ и $P_а'$, определяют температуру ядра потока на внутренней и внешней поверхностях маховика соответственно.

Если ГД вакуумирован, то тепло передается от поверхности лобовых частей к корпусу только излучением ($\alpha_к=0$).

Наконец, третий путь теплового потока от меди статора — через лобовые части на диафрагму. Ему соответствуют сопротивления $R_{л2}$ и $R_{л.д}$. Сопротивление $R_{л2}=R_{л1}$ в силу симметрии, а сопротивление $R_{л.д}$ подсчитывается по (4.53). Но тепло передается здесь с неподвижной поверхности на вращающуюся поверхность диафрагмы и коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ может быть подсчитан по (4.43).

Мощность потерь в стали статора $\Delta P_{ст\,1}$ может передаваться на ротор (сопротивление $R_{с.р}$), на медь пазов (сопротивление $R_{м.с}$), на прилив корпуса ($R_{с.п}$) и через прилив на корпус (сопротивление $R_{п.р}$).

Сопротивление $R_{с.р}$ подсчитывается как сопротивление конвекции по (4.53); коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ через воздушный зазор находится по (4.43), а $S_{с.р}=\pi d_1 l_1$.

Тепловое сопротивление $R_{с.п}$ учитывает сопротивление стыка ($\delta_с$) между статором и приливом и находится по (4.52). $S_{с.п}= =\pi d_н l_1$. Величина расчетного зазора $\delta_с$ выбирается равной максимальному зазору с учетом допусков. Если посадка производится с натягом, то принимают $\delta_с=0{,}0003\div0{,}0005$ *см*. Удельное тепловое сопротивление для стыка берут такое же, как для воздуха.

Сопротивление прилива $R_{пр}$ является сопротивлением теплопроводности и подсчитывается по (4.52), где в качестве толщины принимается длина пути от середины пакета до корпуса, а в качестве расчетного сечения — сечение прилива.

Потери ротора $\Delta P_р$ (для СГД — потери от высших гармоник, для АГД — потери скольжения в обмотке ротора плюс поверхностные и пульсационные потери) отводятся на статор ($R_{с.р}$), на вал ($R_{р.в}$) и через боковую поверхность в окружающее ротор пространство. Так как расстояние до корпуса здесь велико, то тепловым потоком с боковой поверхности можно пренебречь. Поскольку короткозамкнутая обмотка выполняется заливкой, то тепловое сопротивление от обмотки к пакету ротора АГД можно также не учитывать и считать температуру обмотки равной температуре пакета. Сопротивление стыка между ротором и валом $R_{р.в}$ подсчитывается так же, как и $R_{с.п}$, по (4.52).

Потери в подшипниках $P_{т.п}$ частично передаются непосредственно на корпус через $R_{о.к}$ и частично на вал через $R_{о.в}$. Оба эти сопротивления — сопротивления стыка и определяются по (4.52). Сопротивление теплопроводности вала $R_{в2}$ от центра подшипника до середины ротора

$$R_{в2}=\varrho_т\sum_{i=1}^{n}\frac{l_{в\,i}}{S_{вi}}, \tag{4.54}$$

где $l_{в\,i}$ в *см* — длина участка вала с сечением $S_{в\,i}$ в *см*^{2}.

Тепловой поток от ротора и подшипника суммируется на валу под серединой ротора и далее проходит через вал (сопротивление

$R_{в1}$), диафрагму ($R_д$) и через зазор между маховиком и корпусом на корпус. Сопротивления $R_{в1}$ и $R_д$ подсчитываются по (4.54).

Тепловые сопротивления $R'_{м.п}$ и $R'_{п.к}$ представляют собой сопротивления конвекции от внешней поверхности маховика через пограничный слой к ядру газового потока и от ядра газового потока к корпусу. Принимаем, что мощность аэродинамических потерь сосредоточена в ядре потока.

В качестве поверхности $S_к$ здесь берется вся наружная поверхность маховика. Коэффициент теплоотдачи для подсчета $R'_{м.п}$ может быть вычислен по (4.36) или (4.37), а для подсчета $R'_{п.к}$ — по (4.39*а*) или (4.39*б*). Аналогично могут быть определены и коэффициенты теплоотдачи для расчета сопротивлений $R''_{м.п}$ и $R''_{п.к}$ между внутренней поверхностью маховика и приливом корпуса.

Сопротивления от участков корпуса ГД к окружающей среде $R'_{к.с}$ и $R''_{к.с}$:

$$R_{к.с}=\frac{\delta_э \varrho_Т}{S_к}+\frac{1}{(\alpha_и+\alpha_0)\,S_к}, \qquad (4.55)$$

где $\delta_э$ и $\varrho_Т$ — толщина и удельное тепловое сопротивление покрытия (эмали) корпуса;

$S_к$ — поверхность охлаждения соответствующих участков корпуса.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_0 с неподвижного корпуса зависит от свойств окружающей среды. Для любой газовой среды α_0 рассчитывается по уравнению (4.44), а для воздуха — по (4.45).

После определения тепловых сопротивлений при известных мощностях потерь рассчитывается схема замещения и определяются перегревы. Задача решается обычными приемами, применяемыми для решения задач электротехники. Перед решением схему желательно упростить. Для этого закорачивают слишком малые и обрывают слишком большие тепловые сопротивления. Так, в газонаполненных ГД часто можно пренебречь сопротивлением массивных конструктивных элементов, например, $R_{п.р}$ на рис. 4.16, и потоком через вал ($R_{в1}$), что упрощает решение задачи.

Так как в нашем примере сопротивления подсчитывались на половину СГД, то при расчете необходимо учитывать только потери, относящиеся к этой половине.

Для других конструкций ГД, например для симметричного одностаторного АГД, принцип составления схемы замещения такой же (рис. 4.17, *а* и *б*).

Расчет схемы замещения и анализ температурного поля ГД позволяют наметить ряд мер для уменьшения абсолютных температур и их перепадов между отдельными узлами. Для этого выявляются участки схемы замещения, в наибольшей степени влияющие на распределение температур, и подбирается распределение потерь

между узлами, наиболее благоприятное с точки зрения минимума градиентов температур. Определяющим при этом часто является соотношение потерь в роторе и статоре ГД, которое зависит от сопротивлений обмоток статора и ротора, а в конечном итоге — от

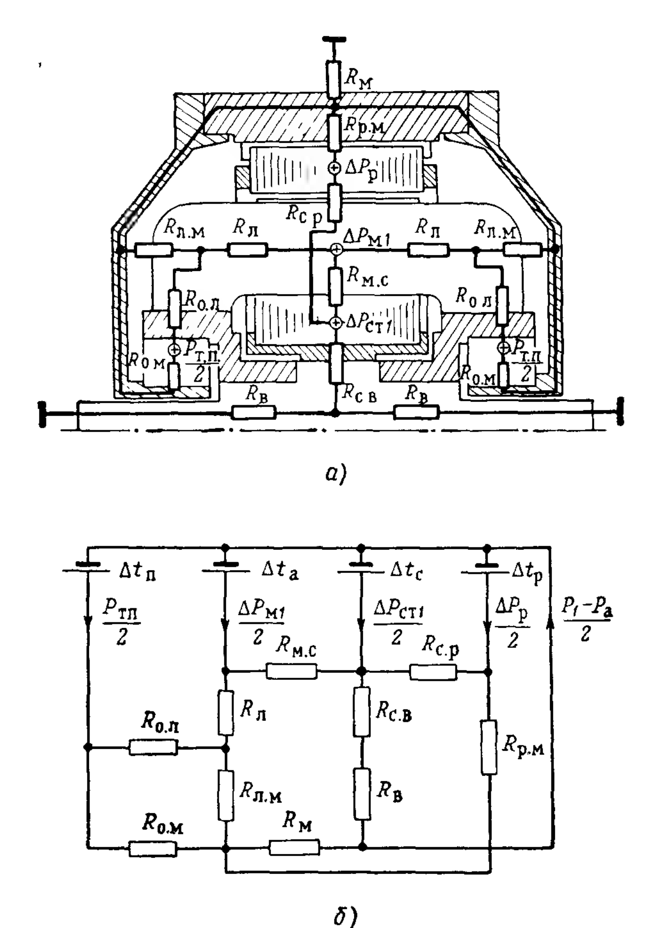


Рис. 4.17. К расчету теплового поля симметричного одностаторного ГД:

а—распределение тепловых потоков; *б*—тепловая схема замещения

относительных размеров двигателя k_d и $\xi_{п1}$ (см. разд. 7.3 и 7.4). После анализа результатов теплового расчета для получения требуемого распределения температур могут быть скорректированы размеры и параметры ГД, а также уточнено давление газовой среды.

На рис. 4.18 показан характер распределения температур внутри симметричного одностаторного АГД при изменении давления

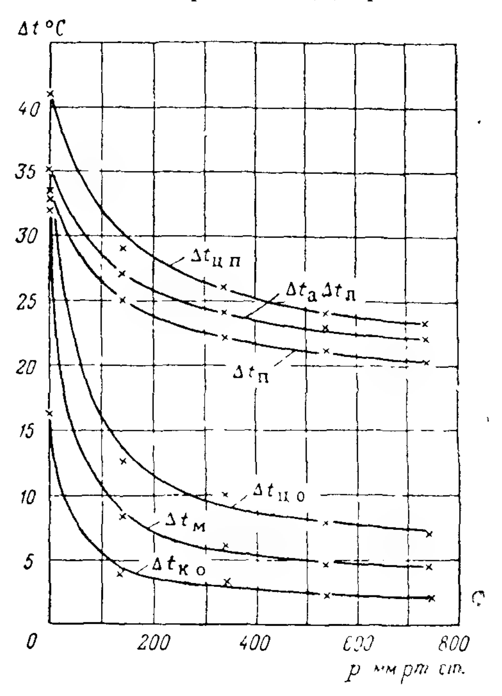


Рис. 4.18. Зависимость перегревов отдельных точек АГД от давления среды (опытные данные):

$\Delta t_{ц.п}$ —перегрев центра паза; $\Delta t_{а}$—средний перегрев обмотки статора; $\Delta t_{л}$—лобовых частей; $\Delta t_{п}$—подшипников; $\Delta t_{ц.о}$ —центра оси, $\Delta t_{м}$— маховика; $\Delta t_{к.о}$ —конца оси. Гиродвигатель без кожуха в воздухе, D=5,5 *см*; $n_{с}$ =24 000 *об/мин*

среды, окружающей маховик. Уменьшать давление с целью уменьшения потребляемой мощности можно до определенного предела, начиная с которого температуры существенно возрастают.

Глава пятая

Гироскопические электродвигатели

5.1. АСИНХРОННЫЙ ГИРОДВИГАТЕЛЬ

Общие сведения

Простота и надежность конструкции, возможность выполнения на любую скорость вращения, высокие энергетические показатели, хорошие пусковые свойства, сравнительно небольшое время разбега и ряд других преимуществ обеспечили асинхронным гиродвигателям (АГД) широкое применение в гироскопии, особенно для приборов средней и низкой точности.

С точки зрения принципа работы и общей теории рабочего процесса АГД не отличаются от асинхронных двигателей общего применения. Отличаются они, как говорилось выше, лишь по конструкции, требованиям, которым они должны удовлетворять, и по своим параметрам.

Большинство АГД выпускаются трехфазными, ибо они имеют лучшие пусковые характеристики и лучшее использование. Однако в последнее время, главным образом, в связи с применением в качестве источников питания однофазных статических преобразователей, начинают применяться и конденсаторные АГД однофазного питания.

Наибольшее распространение получили АГД с короткозамкнутой обмоткой ротора (см. рис. 1.9), которая располагается в круглых полузакрытых пазах и выполняется чаще методом центробежного литья из алюминиевых сплавов.

Медная беличья клетка, выполняемая пайкой, в АГД из-за своей немонолитности применяется крайне редко, хотя она и дает выигрыш в объеме ротора. Более перспективна для АГД медная беличья клетка, полученная прессованием или гальваническим способом. Двигатели с глубоким пазом или двойной беличьей клеткой, применяемые обычно для улучшения пусковых характеристик, в гироскопах ввиду малости их размеров также не получили распространения. Не нашли применения и двигатели с массивным ротором, которые из-за большого критического скольжения имеют более низкие энергетические показатели, большее потребление, на-

грев и время разбега. У сверхминиатюрных АГД из-за отсутствия места беличью клетку иногда заливают в пазы в теле маховика. Такой двигатель по существу является комбинацией двигателей с массивным ротором и с короткозамкнутой клеткой.

В дальнейшем ограничимся рассмотрением АГД с короткозамкнутым ротором.

Механическая характеристика

Для исследования и расчета электрических машин в современной теории [5.17] широко используются схемы замещения, позволяющие достаточно просто устанавливать соотношения между отдельными величинами, характеризующими работу машины. На рис. 5.1 приведена Т-образная схема замещения асинхронного двигателя.

Рис. 5.1. Схема замещения АГД:

U, I_1—напряжение и ток статора; E_1—э. д. с.; I_2'—приведенный (к обмотке статора) ток ротора; I_0—намагничивающий ток; r_1, r_2', x_1, x_2'—активные и индуктивные сопротивления обмоток статора и ротора; r_m, x_m—активное и индуктивное сопротивления намагничивающего контура: $s=1-\frac{n}{n_c}$—скольжение; n, n_c—текущая и синхронная скорости

Рис. 5.2. Механическая характеристика асинхронного двигателя $M_д=f(s)$ и кривая момента сопротивления $M_c=f(s)$ (пунктиром обозначена механическая характеристика с учетом влияния высших гармоник)

Одной из важнейших характеристик ГД является его механическая характеристика — зависимость вращающего момента M от скольжения s (или скорости n, рис. 5.2).

Номинальный режим работы АГД определяется точкой пересечения механической характеристики $M=f(s)$ с кривой момента сопротивления $M_c=f(s)$ (точка с координатами $M_н$, $s_н$, рис. 5.2).

Аналитическое выражение для механической характеристики нетрудно получить из схемы замещения. Оно записывается следующим образом:

$$M=955\,\frac{m_1U^2}{n_c s}\,\frac{r_2'}{\left(r_1+c_1\frac{r_2'}{s}\right)^2+(x_1+c_1x_2')^2}\ н\cdot см, \tag{5.1}$$

где m_1 — число фаз двигателя, а c_1 — коэффициент рассеяния статора при холостом ходе [см. (9.30)].

Момент имеет максимум при критическом скольжении

$$s_к=\frac{c_1r_2'}{\sqrt{r_1^2+(x_1+c_1x_2')^2}} \tag{5.2}$$

и значение максимального момента

$$M_м=477\,\frac{m_1U^2}{n_c\left[r_1+\sqrt{r_1^2+(x_1+c_1x_2')^2}\right]}\ н\cdot см. \tag{5.3}$$

Величина максимального момента не зависит от сопротивления ротора, а определяется напряжением, активным сопротивлением статора и главным образом индуктивностями рассеяния обмоток. От активного сопротивления ротора зависит лишь положение максимума на кривой момента.

Для практического использования механическую характеристику АГД удобней выразить не через параметры схемы замещения, а через критическое скольжение $s_к$. Из (5.1) и (5.2)

$$M=477\,\frac{m_1U^2}{n_cr_1c_1}\,\frac{\gamma s_к^2\,s}{s_к^2\,(1+\gamma s)+s^2}\ н\cdot см, \tag{5.4}$$

где

$$\gamma=\frac{2r_1}{c_1r_2'} \tag{5.5}$$

— безразмерный параметр, пропорциональный отношению активных сопротивлений обмоток статора и ротора.

Уравнения для максимального ($s=s_к$), пускового ($s=1$) и номинального моментов ($s=s_н$) нетрудно получить заменой в (5.4) текущего значения s на соответствующие скольжения $s_к$, 1 или $s_н$.

Отношение пускового момента к номинальному — *кратность пускового момента*

$$k_п=\frac{M_п}{M_н}$$

и отношение максимального момента к номинальному — *кратность максимального момента*

$$k_{м} = \frac{M_{м}}{M_{н}}$$

являются наряду с $s_{к}$ и $s_{н}$ важнейшими эксплуатационными характеристиками.

Требования по значениям $k_{м}$, $k_{п}$, $s_{к}$ и $s_{н}$ определяются конкретными условиями применения АГД.

Кратность максимального момента выбирается по условиям надежной работы АГД при возможных изменениях момента сопротивления, колебаниях напряжения и частоты источника питания. Главное же состоит в том, что $k_{м}$ определяет время разбега двигателя. Обычно $k_{м} = 2{,}0 \div 5{,}0$, но для больших ГД с относительно малым временем разбега может достигать 7—10. При увеличении $k_{м}$ уменьшается к. п. д. в рабочем режиме.

Для обеспечения надежного запуска *кратность пускового момента* должна быть обычно больше 1,5—2. Если пусковой момент меньше момента сопротивления, то ГД не запустится. Относительно большой момент трогания при низких температурах имеют ГД с бо̀льшей долей момента трения в подшипниках (ГД с кинетическими моментами $H \leqslant 10^6$ *г·см²/сек*).

Для повышения пускового момента желательно увеличение *критического скольжения* $s_{к}$, а с точки зрения минимума времени разбега при заданной кратности $k_{м}$ желательно выбирать $s_{к} = 0{,}3$—$0{,}4$ (разд. 5.3). При выборе $s_{к}$ следует также стремиться к обеспечению максимума к. п. д. в номинальном режиме. В реальных условиях $s_{к} = 0{,}2$—$0{,}8$. В миниатюрных АГД, выполняемых обычно с малой кратностью $k_{м}$, для получения минимального допустимого значения $k_{п}$ приходится увеличивать критическое скольжение до $s_{к} \approx 0{,}6 \div 0{,}9$. Однако в любом случае нецелесообразно, чтобы $s_{к} > 1$. В крупных АГД, выполняемых, как правило, с большими $k_{м}$, требуемая минимальная кратность $k_{п}$ может быть достигнута уже при малых значениях $s_{к}$. Стремление же к большим $k_{п}$ и $s_{к}$ нежелательно по условиям работы в номинальном режиме: при малых $s_{к}$ жесткость механической характеристики и стабильность скорости выше, а номинальное скольжение, потери и нагрев двигателя меньше. Здесь $s_{к} \approx 0{,}2 \div 0{,}4$. В сверхминиатюрных АГД можно также наблюдать некоторую тенденцию к уменьшению $s_{к}$, так как здесь трудно выполнить ряд размеров беличьей клетки, меньших определенных величин.

Номинальное скольжение $s_{н}$ определяет потери в роторе, величину и стабильность номинальной скорости и кинетического момента АГД. Чем больше $k_{м}$ и меньше $s_{к}$, тем меньше $s_{н}$. В целом зависимость $s_{н}$ от размеров АГД повторяет ту же зависимость для $s_{к}$. Для большинства АГД $s_{н} = 0{,}015$—$0{,}12$. Для реальных оптимальных АГД примерные диапазоны значений $s_{к}$ и $s_{н}$, а также параметра γ приведены на рис. 5.3, 5.4 и 5.5.

Рассмотренные механические характеристики АГД относятся к случаю синусоидального распределения индукции в воздушном зазоре. Однако такое распределение в машинах малой мощности не всегда удается обеспечить. Обычно имеет место как несинусоидальное распределение намагничивающей силы, так и непостоянство

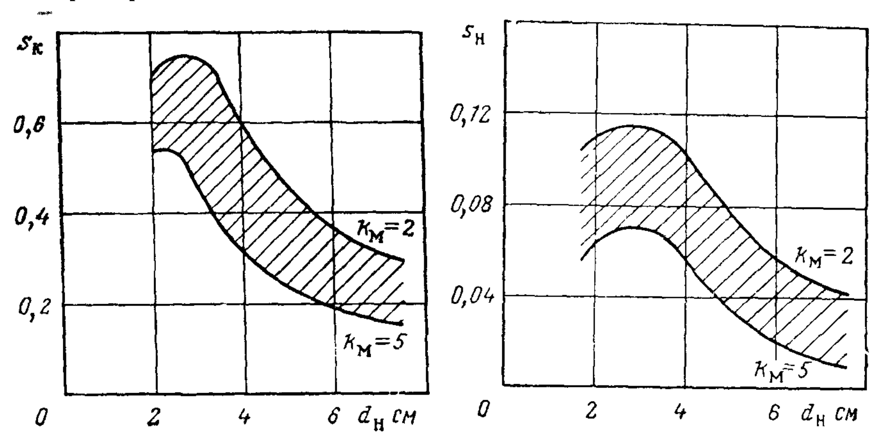


Рис. 5.3. Область критических скольжений АГД

Рис. 5.4. Область номинальных скольжений АГД

магнитной проводимости воздушного зазора. Первое обусловлено размещением обмотки в малом количестве пазов, а второе — открытием и насыщением коронок зубцов.

Высшие гармоники создают асинхронные и синхронные моменты, которые, накладываясь на момент от основной гармоники, деформируют механическую характеристику. Вблизи своей синхронной скорости $n_{c\nu}=\frac{n_c}{\nu}$ каждая гармоника ν-го порядка изменяет знак своего момента и создает провал в механической характеристике (пунктирная кривая на рис. 5.2). Такие провалы увеличивают время разбега, а при большой их глубине могут сделать запуск вообще невозможным.

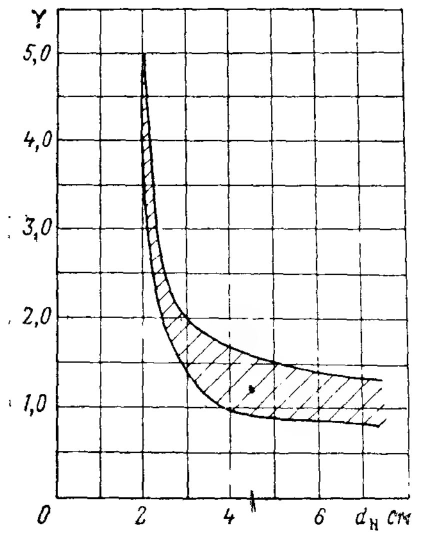


Рис. 5.5. Значение параметра $\nu=\frac{2r_1}{c_1 r_2'}$ АГД

Механические характеристики искажаются особенно сильно, когда число пазов на полюс и фазу $q_1=1$. При этом все высшие

гармоники имеют максимальную амплитуду. Для уменьшения амплитуды обмоточных гармоник выбирают $q_1>1$ и делают укорочение шага — $y=\left(1-\frac{1}{\nu}\right)\tau$, где ν — порядок гармонической. Чем больше зубцов статора (больше q_1), тем меньше амплитуда наиболее опасных обмоточных гармоник зубцового порядка ($\nu_z=\pm 2m_1q_1+1$).

Для уменьшения синхронных моментов от гармоник проводимости, связанных с наличием зубцов, необходим правильный выбор числа пазов ротора Z_2; действенным способом является также скос пазов (разд. 9.2). Влияние высших гармоник можно снизить и увеличением воздушного зазора, но это связано с ростом намагничивающего тока и не всегда целесообразно.

При правильном проектировании АГД с применением указанных ниже рекомендаций влияние высших гармоник практически несущественно.

Рабочие характеристики

Для ГД, момент сопротивления которого определяется его скоростью, рабочие характеристики целесообразно представлять в виде зависимостей полезной P_2 и потребляемой P_1 мощностей, тока I_1, коэффициента полезного действия η и коэффициента мощности $\cos\varphi$ от скорости вращения (или скольжения). Рабочие характеристики ГД необходимы, чтобы оценить возможность его использования в данных конкретных условиях, для сравнения и выбора типа двигателя.

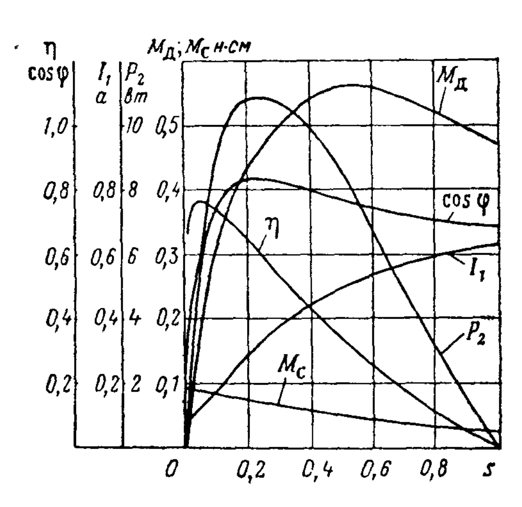


Рис. 5.6. Рабочие характеристики асинхронного гиродвигателя:

$D=5{,}8$ *см*; $U_л=40$ *в*; $f=500$ *гц*

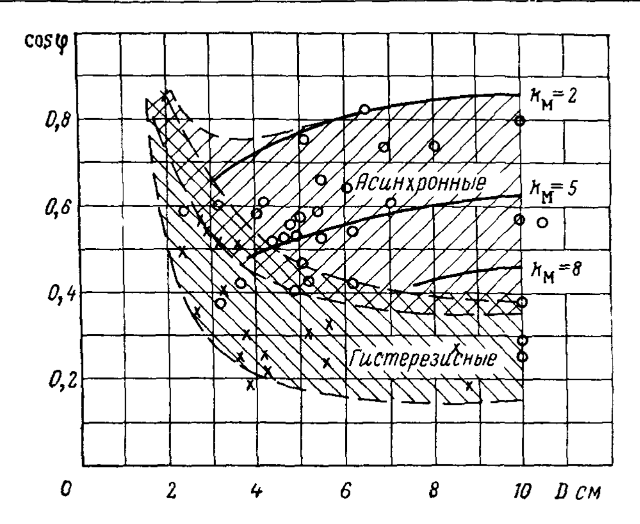


Рис. 5.7. Зависимость cos φ гиродвигателей от диаметра маховика:

сплошные кривые соответствуют расчету оптимальных вариантов АГД при $2p=2$ и $\frac{L_1}{d_н}=0{,}6$; ○○○ — опытные данные для АГД; ×××— опытные данные для СГД

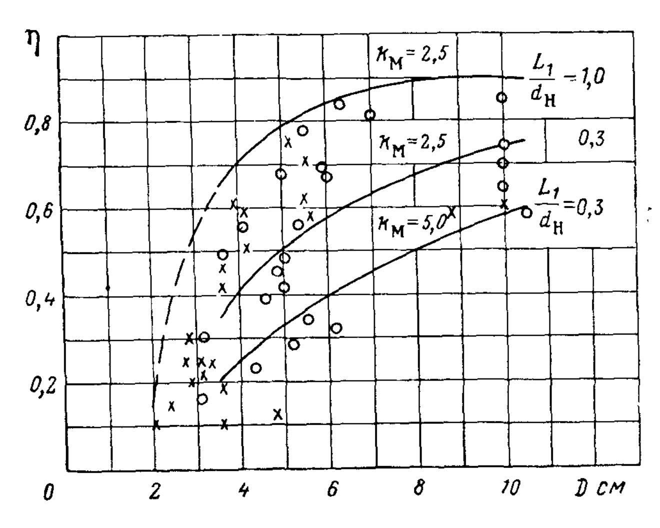


Рис. 5.8. Зависимость к. п. д. гиродвигателей от диаметра маховика:

кривые соответствуют расчету оптимальных СГД обращенного исполнения при $2p=2$; ×××— опытные данные для СГД; ○○○ — опытные данные для АГД

Характерной особенностью АГД, свойственной двигателям малой мощности, является относительно большой ток холостого хода, часто составляющий 60—90% от номинального тока. Другой его особенностью является сравнительно высокое относительное значение активного сопротивления статора, составляющее 0,1—0,4 долевых единиц вместо 0,03—0,05 у обычных двигателей.

Рабочие характеристики одного из АГД приведены на рис. 5.6. Важнейшими показателями двигателя являются к. п. д. $\eta_н$ и коэффициент мощности $\cos\varphi_н$ в номинальном режиме, а также кратности пускового тока k_I и пусковой мощности k_p. Они определяют как энергетические качества самого АГД, так и требования к установленной мощности источника питания.

У АГД $\cos\varphi_н$ обычно составляет 0,4÷0,8, причем с увеличением его размеров $\cos\varphi_н$ растет (рис. 5.7), ибо при этом снижается доля намагничивающего тока. Коэффициент мощности зависит и от степени использования АГД в номинальном режиме, т. е. от кратности максимального момента. С увеличением $k_м$ снижается номинальное скольжение, точка номинального режима приближается к идеальному холостому ходу и $\cos\varphi$ падает. У сверхминиатюрных АГД $\cos\varphi$ всегда высок из-за относительно большого активного сопротивления обмотки статора.

Коэффициент полезного действия АГД, учитывающий долю электромагнитных потерь в потребляемой мощности, имеет несколько иную закономерность в функции размеров, нежели $\cos\varphi$ (рис. 5.8). При изменении кратности максимального момента коэффициент полезного действия АГД имеет максимум, соответствующий рациональному распределению потерь между ротором и статором. Для АГД с наружным диаметром $D \geqslant 4$ *см* оптимум $k_м$ по этим соображениям составляет 3—4. К. п. д. реальных АГД меняется в довольно широких пределах: от 0,2 до 0,9.

Энергетические характеристики АГД зависят от симметрии и формы кривой напряжения источника питания. Несимметрия напряжений не только уменьшает момент ГД, увеличивает время разбега, но и уменьшает к. п. д. в рабочем режиме. Желательно, чтобы небаланс напряжений (разность линейных напряжений) не превышал 3%.

При питании двигателя несинусоидальным напряжением каждая гармоника напряжения создает свой момент, но величина этого момента незначительна и с ней можно не считаться. Влияние высших гармоник напряжения поэтому проявляется не через собственные моменты, а за счет уменьшения напряжения первой гармоники и создаваемого ею момента при одном и том же эффективном значении подведенного напряжения. При этом снижение напряжения первой гармоники может доходить до 4—6%, а момента до 8—12%. Если при несинусоидальном прямоугольном напряжении эффективное значение первой гармоники равно эффективному значению синусоидального напряжения, то момент практически не изменится,

но на 4—7% увеличится ток, на 7—10% потери и снизится $\cos\varphi$, ибо по отношению к высшим гармоникам двигатель работает в режиме, близком к короткому замыканию. В общем ухудшение характеристик ГД не столь существенно, чтобы ради них требовать синусоидальности напряжения статического преобразователя, которая достигается здесь значительным усложнением схемы и увеличением веса. Так, например, для одного из статических преобразователей мощностью 250 *ва*, снижение коэффициента нелинейных искажений k_f от 33 до 10% за счет установки фильтров увеличило вес преобразователя на 35%.

От величины потребляемой мощности зависит нагрев ГД и гироузла в целом. Вместе с $\cos\varphi$ она определяет ток двигателя, мощность источника питания и сечение токоподводов, а следовательно, и величину ряда вредных кардановых моментов гироскопа. Вес преобразователей постоянного тока в переменный (как электромашинных, так и статических на полупроводниках) зависит от вольтамперной мощности и при постоянной активной потребляемой мощности будет тем больше, чем меньше $\cos\varphi$ ГД. С уменьшением $\cos\varphi$ нагрузки к. п. д. как электромашинных, так и статических преобразователей уменьшается из-за относительного увеличения потерь в меди преобразователя. Кроме того, в статических преобразователях с уменьшением $\cos\varphi$ существенно возрастают потери в транзисторах.

Особое значение для выбора источников питания и сечения токоподводов имеют кратности потребляемой мощности k_p и тока k_I при пуске по отношению к номинальным их значениям. В зависимости от мощности, размеров и степени использования АГД кратности пускового тока и мощности изменяются в широких пределах: $k_I = 1{,}7—5$ (иногда до 8) и $k_p = 2—6$ (иногда до 12). С увеличением размеров и снижением степени использования k_I и k_p возрастают. Большие кратности пускового тока и мощности являются одним из существенных недостатков АГД.

Увеличение максимальной вольт-амперной мощности ГД означает увеличение веса системы питания, так как именно на эту мощность с учетом допустимой перегрузки проектируется источник. Статические преобразователи не допускают перегрузки, а у электромашинных она доходит до 1,5—2. По требуемой мощности источника питания можно оценить и его вес. Как статические, так и вращающиеся преобразователи имеют примерно одинаковые удельные мощности. При выходной мощности преобразователей в диапазоне 30—500 *ва* их удельная мощность в настоящее время составляет соответственно 40—10 *ва/кг*.

Нестабильность характеристик

На точность работы гироприбора заметно влияет изменение характеристик ГД в процессе его эксплуатации. Нестабильность ха-

рактеристик может быть вызвана изменением напряжения и частоты источника питания, момента сопротивления и температуры окружающей среды. Рассмотрим сначала возможную нестабильность скорости вращения АГД.

Реальная зависимость момента сопротивления от скорости, являющаяся в общем случае сложной функцией, в диапазоне малых номинальных скольжений может быть заменена линейной. Если момент сопротивления ГД при синхронной скорости и частоте $f_н$ обозначить через M_{c0}, то при любой другой частоте f и соответствующем ей номинальном скольжении $s_н$ момент нагрузки

$$M_и = M_{c0} \cdot \frac{f}{f_н}(1 - s_н). \tag{5.6}$$

Приравняв из условия равновесия при $s = s_н$ выражения (5.6) и (5.4) и допустив для упрощения, что $(1+\gamma s_н) \times (1 - s_н) \approx 1$ и $s_н^2 \ll s_к^2$, получим

$$s_н \approx \frac{M_{c0} \cdot f^2 \cdot c_1^2 \cdot r_2'}{16 f_н \cdot m_1 p \cdot U^2}. \tag{5.7}$$

Выражение (5.7) позволяет установить закон изменения номинальной скорости АГД от изменения интересующих параметров. Если при номинальных частоте $f_н$, напряжении $U_н$ и моменте $M_н$ ГД имеет номинальное скольжение $s_{н0}$ и скорость $n_{н0}$, то при данной нестабильности частоты, напряжения и момента изменение скорости вращения АГД будет составлять

$$\Delta n_н \% = \frac{n_н - n_{н0}}{n_{н0}} \cdot 100 = \frac{s_{н0}}{1 - s_{н0}} \left\{ 1 - \frac{\left(1 + \Delta \overset{*}{M}_н\right)\left(1 + \Delta \overset{*}{f}_н\right)^3}{\left(1 + \Delta \overset{*}{U}_н\right)^2} + \frac{\Delta \overset{*}{f}_н}{s_{н0}} \right\} \cdot 100, \tag{5.8}$$

где $\Delta \overset{*}{f}_н = \frac{\pm \Delta f}{f_н}$, $\Delta \overset{*}{U}_н = \frac{\pm \Delta U}{U_н}$, $\Delta \overset{*}{M}_н = \frac{\pm \Delta M}{M_н}$, а Δf, ΔU, ΔM — абсолютные изменения частоты, напряжения и момента.

Наибольшая нестабильность скорости наблюдается при одновременном отклонении частоты и напряжения в одну сторону. Постоянство скорости определяется, главным образом, стабильностью частоты и в меньшей степени зависит от напряжения. Так, при изменении только напряжения на $\pm 10\%$ $\Delta n_н$ составляет всего $\pm(1{,}5$—$2{,}5)\%$, а при изменении только частоты на $\pm 10\%$ — $(5$—$8)\%$. Экспериментальные данные показывают, что при одновременном изменении напряжения на $\pm 10\%$, а частоты — на $\pm 5\%$ отклонение скорости от номинальной не превышает $\pm(4$—$6)\%$ [эти результаты неплохо совпадают с данными расчета по (5.8)]. Важно отметить, что скорость АГД изменяется в меньшей степени, чем частота, ибо

происходящее при этом изменение скольжения частично компенсирует влияние изменения частоты.

Однако даже высокая стабильность параметров источника питания сама по себе не может обеспечить достаточной стабильности скорости АГД. Существенное влияние оказывает возможное непостоянство момента сопротивления: изменение аэродинамического момента у негерметизированных приборов с изменением высоты полета или при гажении материалов в герметизированном приборе, увеличение момента трения в подшипниках при низких температурах и пр.

Изменение внешней температуры сказывается на величине активных сопротивлений статора и ротора АГД, на его механической характеристике и, следовательно, на скорости вращения. Законы изменения температуры обмоток статора и ротора достаточно близки друг к другу, а материал их имеет равные температурные коэффициенты — $\alpha_t=0{,}004$. При изменении температуры обмоток на $\pm\Delta T^\circ$ (от температуры в $+15^\circ$ С) изменение скорости согласно (5.7) будет

$$\Delta n_{\text{н}}\% = -\frac{s_{\text{н}0}}{1-s_{\text{н}0}}\,\alpha_t(\pm\Delta T^\circ)\cdot 100. \tag{5.9}$$

Возрастание температуры, как и момента сопротивления, снижает скорость вращения. Изменение температуры на $\pm 75^\circ$ С приводит к изменению скорости вращения до $\pm 3{,}5\%$.

Однако в реальных условиях снижение температуры внешней среды сопровождается одновременным увеличением момента сопротивления ГД. Совместное их действие в определенной степени компенсирует влияние каждого. Для малых и вакуумированных ГД, для которых момент трения в подшипниках является преобладающим в общем моменте сопротивления, снижение температуры обычно приводит не к росту, а даже к уменьшению скорости. По данным опытов при изменении температуры от $+50^\circ$ С до -60° С скорость АГД отклоняется от номинального значения обычно не более чем на 2%.

При одновременном влиянии всех перечисленных факторов может происходить как их частичная компенсация, так и взаимное усиление.

Для АГД с $s_{\text{н}}\approx 0{,}05$—0,1 при стабильности напряжения $\pm 5\%$ и частоты $\pm 2{,}5\%$, при практически возможном изменении момента сопротивления и температуры скорость вращения обычно изменяется на 2—5%. Однако стабильность скорости АГД может быть и выше. При повышении кратности максимального момента $k_{\text{м}}$ увеличивается жесткость механической характеристики и стабильность скорости при прочих равных условиях значительно возрастает. У крупных ГД, работающих в вакууме или в легких и разреженных средах, номинальное скольжение часто составляет 0,01—0,02. Если применить в этих условиях герметизацию и искусственный обогрев прибора, высокостабилизированный по частоте (до 0,5%) и на-

пряжению (до 2%) источник питания, то возможно обеспечить стабильность скорости в 1% и даже выше. Однако стабильность скорости выше, чем 0,5%, получить у АГД уже весьма сложно.

Нестабильность рабочих характеристик удобно анализировать по схеме замещения (см. рис. 5. 1). Увеличение момента сопротивления влечет за собой рост номинального скольжения $s_н \backsim M_{c0}$ и тока примерно $I_н \backsim M_{c0}^{0,5}$.

От изменения температуры сопротивление $\frac{r_2'}{s_н}$ практически не зависит. Если не учитывать изменение от температуры момента сопротивления, то на рабочие характеристики будет влиять только изменение r_1. Это влияние практически проявляется лишь в сверхминиатюрных ГД. Однако влияние температуры на характеристики ГД проявляется прежде всего через изменение момента сопротивления, который возрастает при отрицательных температурах и несколько уменьшается при высоких положительных.

С увеличением напряжения увеличивается $\frac{r_2'}{s_н}$ (уменьшается $s_н$), поэтому рабочий ток изменяется медленнее, чем напряжение (обычно пропорционально $U^{0,5}$); приблизительно в такой же степени изменяется и потребляемая мощность.

При колебаниях частоты изменяется форма механической характеристики: с ростом частоты уменьшаются критическое скольжение и максимальный момент, растет номинальное скольжение, но скорость вращения и момент $M_н$ возрастают. Индуктивные сопротивления схемы замещения пропорционально растут, а номинальный ток остается почти постоянным. Мощность механических потерь АГД пропорциональна примерно второй степени частоты, и практически лишь она определяет изменение общей потребляемой мощности. При одновременном изменении частоты и напряжения в одну сторону номинальное скольжение и ток остаются практически постоянными, а потребляемая мощность изменяетстя более значительно: пропорционально $U^{2 \quad 2,5}$.

Повышение точности поддержания напряжения и частоты означает усложнение схемы и увеличение веса источника. Вес систем регулирования напряжения и частоты преобразователей в малой степени зависит от их мощности (до 500 *ва*), поэтому с уменьшением требуемых мощностей повышение точности систем регулирования приводит к относительно бо̀льшему возрастанию веса. Ориентировочный вес регулятора частоты для вращающегося преобразователя, имеющего точность $\pm 0,5 \div 1\%$, составляет около 1 *кг*, а регулятора с точностью $\pm 0,02 \div 0,05\%$ — $2,5 \div 3$ *кг*. Задатчик частоты в статических преобразователях весит примерно $100 \div 300$ *г* при точности поддержания частоты $\pm 0,5 \div 2\%$; $1 \div 1,5$ *кг* при точности $\pm(0,05 \div 0,1)\%$ и $2,5 \div 3,5$ *кг* при точности $\pm(0,001 \div 0,01)\%$.

Большинство электромашинных преобразователей обеспечивает частоту с точностью $\pm 2\%$, а напряжение $\pm 3 \div 4\%$ (иногда до

$\pm 10\%$) * при изменениях питающего напряжения в пределах $\pm 10\%$, температуры окружающей среды в полном диапазоне от $-60°$ С до $+60°$ С и нагрузки от 0 до 100%. Имеются преобразователи, обеспечивающие точность по частоте до $\pm 0{,}02\%$ и напряжению до $\pm 2\%$.

Статические преобразователи по точности регулирования частоты и напряжения могут быть нормальной ($\Delta f = \pm(0{,}5—2)\%$ и $\Delta U = \pm(2—5)\%$) и повышенной ($\Delta f = \pm(2 \cdot 10^{-2}—10^{-3})\%$ и $\Delta U = \pm(0{,}5—1{,}0)\%$) точности.

5.2. ГИСТЕРЕЗИСНЫЙ ГИРОДВИГАТЕЛЬ

Общие сведения

Наиболее распространенными синхронными гиродвигателями являются гистерезисные (СГД). Достаточно сказать, что подавляющее большинство прецизионных гироприборов выполняются с СГД.

Электромагнитный момент гистерезисного двигателя связан с гистерезисом активной части ротора. Последняя выполняется из магнитотвердого материала в виде пустотелого цилиндра, лишенного явно выраженных полюсов и какой-либо обмотки (см. например, рис. 2.3). В зависимости от материала, используемого для активной части, ротор СГД выполняется или шихтованным, или массивным (литой, прокат, поковка), или иногда витым из проволоки. Преимущественно ротор СГД выполняется шихтованным из листового (толщиной $0{,}7 \div 0{,}8$ *мм*) кобальтового сплава типа викаллой.

Статор СГД обычный, как у машины переменного тока. В отличие от двигателей с постоянными магнитами материал ротора СГД предварительно не намагничен: он намагничивается непосредственно в поле статора. При повороте внешнего поля между ним и наведенными на роторе полюсами появляется пространственный сдвиг, обусловленный гистерезисом материала, и возникает электромагнитный момент. В процессе пуска и разгона, когда ротор вращается с меньшей скоростью, чем скорость поля, материал ротора перемагничивается и в нем выделяются потери, пропорциональные скольжению. При синхронизации ротора и поля потери на перемагничивание магнитотвердого материала отсутствуют и двигатель работает как синхронный с магнитным возбуждением.

То обстоятельство, что пуск сопровождается перемагничиванием материала ротора и выделением в нем потерь на гистерезис, позволяет применять к анализу СГД энергетический метод, связывающий момент двигателя с мощностью потерь на перемагничивание [5.3], [5.9].

---

* Указанные пределы изменения напряжения относятся к зажимам источника, а на потребителе они должны быть пересчитаны с учетом падения напряжения в сети.

Согласно этому методу для идеального СГД (двигателя, не имеющего высших гармоник в кривой поля и вихревых токов в материале ротора) максимальная электромагнитная мощность численно равна потерям на гистерезис в материале заторможенного ротора:

$$P_э = P_{г0} \cdot f \cdot V_{2а}, \qquad (5.10)$$

где $P_{г0}$ — удельные гистерезисные потери, выделяемые за цикл перемагничивания в единице объема материала при данной индукции;

$V_{2а}$ — объем активной части ротора.

Величина электромагнитной мощности и момента СГД в асинхронном режиме не зависит от скорости вращения.

Удельные потери $P_{г0}$ пропорциональны площади петли гистерезиса S_0 в *тл · а/см*, по которой перемагничивается ротор:

$$P_{г0} = S_0 \cdot 10^{-4} \text{ дж/см}^3.$$

Для материала ротора можно снять семейство петель гистерезиса (рис. 5.9, *а*), отличающихся значением индукции B_m и напряженности поля H_m в вершине петли, площадью (удельными потерями) и формой петли. В отличие от постоянных магнитов материал ротора СГД работает не на предельной петле насыщения, а на одной из промежуточных петель гистерезиса (например, петля *а*, рис. 5.9,*а*).

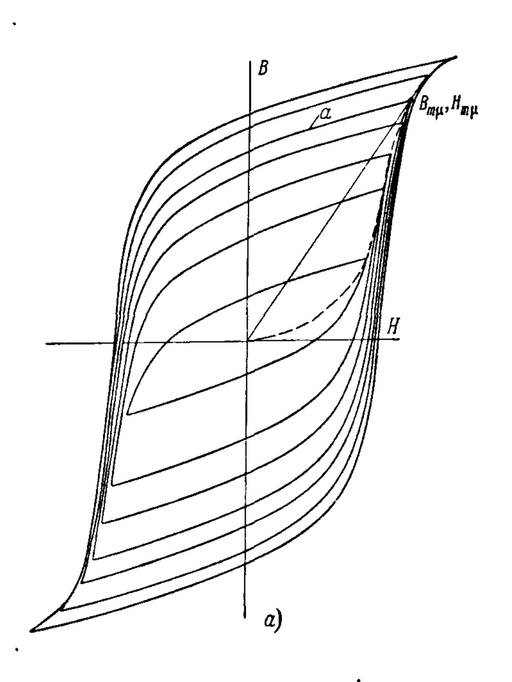
Кривая, соединяющая вершины петель гистерезиса, является кривой намагничивания (кривая H на рис. 5.9,*б*) По площади петель гистерезиса можно определить и построить зависимость удельных потерь от индукции B_m (кривая $P_{г0}$ на рис. 5.9, *б*).

Петля гистерезиса определяет закон изменения во времени напряженности поля в любой точке ротора при заданном законе изменения индукции в этой точке. В то же время при вращающемся поле и заданном законе пространственного распределения индукции (или напряженности поля) петля гистерезиса определяет и закон пространственного распределения напряженности поля (индукции) по полюсному делению ротора. Если предположить, что индукция в роторе синусоидальна (кривая B на рис. 5.10), то построенная по заданной петле *а* кривая напряженности поля $H_а$ — несинусоидальна и опережает кривую индукции на некоторый пространственный угол.

Кривая напряженности поля определяет намагничивающую силу (н. с.) F_2 обмотки статора, необходимую для проведения потока через ротор:

$$F_2 = \int_0^{\tau} H dl.$$

Из кривой напряженности поля $H_а$ (см. рис. 5.10) может быть выделена ее первая гармоника $H_{а1}$, опережающая кривую индукции на так называемый гистерезисный угол γ_{01}. Реактивная составляющая первой гармоники напряженности поля — $H_{а1} \cdot \cos \gamma_{01}$ со-



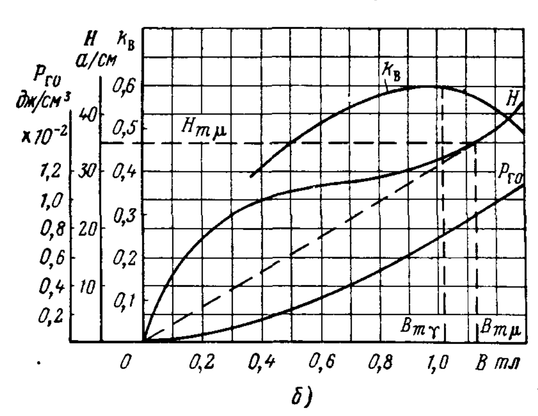


Рис. 5.9. Магнитные характеристики материала ротора СГД.

а—петли гистерезиса; *б*—кривые намагничивания, удельных потерь и коэффициента выпуклости. Викаллой 52КФ (7% ванадия) при температуре отпуска 520° С

впадает по фазе с кривой индукции и определяет намагничивающую составляющую н. с. $F_{2\mu}$ и тока $I_{2\mu}$ статора, затрачиваемых на проведение потока через ротор. Активная составляющая с амплитудой $H_{a1}\cdot\sin\gamma_{01}$ опережает индукцию на 90° и определяет активные составляющие н. с. F_{2a} и тока I_{2a} статора, пропорциональные развиваемой электромагнитной мощности. Действительно, удельные потери на гистерезис, выраженные через амплитуды первых гармоник B в *тл* и H в *а/см*, равны [5. 9]:

$$P_{г0}=\pi\cdot B_1 H_1\cdot\sin\gamma_{01}\cdot 10^{-4} \text{ дж/см}^3. \qquad (5.11)$$

Гистерезисный угол γ_{01} сдвига первых гармоник B и H является важнейшей характеристикой материала ротора СГД. Чем боль-

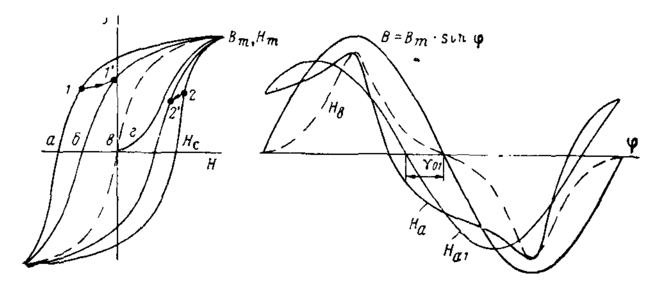


Рис. 5. 10. Петли гистерезиса и кривые пространственного распределения индукции и напряженности поля в роторе при различных нагрузках

ше $\sin\gamma_{01}$, тем больше активная и меньше реактивная составляющие тока, выше к. п. д. и $\cos\varphi$. Величина $\sin\gamma_{01}$ является поэтому критерием качества материала. Она определяется лишь формой петли гистерезиса, прежде всего ее выпуклостью. Чем больше выпуклость петли гистерезиса, тем больше $\sin\gamma_{01}$. Отношение площади петли гистерезиса к площади прямоугольника высотой $2B_m$ и шириной $2H_m$ называется коэффициентом выпуклости

$$k_в=\frac{P_{г0}\cdot 10^4}{4B_m\cdot H_m}. \qquad (5.12)$$

Таким образом, из семейства петель гистерезиса (см. рис. 5. 9,*а*) нас в первую очередь интересует петля с максимальным коэффициентом выпуклости, так как она характеризуется наибольшими потерями на гистерезис при минимальной затрачиваемой намагничивающей мощности.

При определенной индукции $B_m=B_{m\gamma}$ $k_в$ имеет максимальное значение — $k_{вm}$. Индукция $B_{m\gamma}$ обычно меньше и незначительно отличается от индукции $B_{m\mu}$, соответствующей максимальному значению магнитной проницаемости $\frac{B_m}{H_m}$ и определяемой из кривой намагничивания по точке ее перегиба (см. рис. 5. 9,*б*). Именно петлю гисте-

резиса, соответствующую индукции $B_{m\gamma}$, и выбирают в качестве рабочей для материала ротора СГД.

Для получения наилучших энергетических показателей в настоящее время используется только конструкция СГД с *немагнитным материалом* маховика (или втулки при внутреннем роторе). В этом случае при данной индукции в воздушном зазоре соответствующим выбором толщины активной части ротора в ней может быть обеспечена оптимальная индукция $B_{m\gamma}$, которая для применяемых в настоящее время материалов составляет 0,85÷1,2 *тл*. При магнитном материале маховика или втулки индукция в активной части ротора практически не зависила бы от ее толщины и равнялась бы индукции в воздушном зазоре, т. е. была бы значительно меньше требуемой $B_{m\gamma}$. Магнитный материал ротора в этом случае использовался бы неоптимально, и двигатель имел бы низкие энергетические показатели.

Принципиальной особенностью гистерезисных двигателей, связанной непосредственно с физикой их работы, является единый по своей природе электромагнитный момент в асинхронном и в синхронном режиме. То, что СГД имеет избыточный момент при любой скорости вращения, в том числе и при скорости, близкой к синхронной, позволяет ему входить в синхронизм при любом моменте инерции, что трудно получить от других типов синхронных двигателей.

Именно с этим связано в первую очередь применение гистерезисного двигателя в гироскопии. Кроме того, на стороне СГД простота, надежность и принципиальная симметричность конструкции ротора, удачное сочетание физических свойств материалов, применяемых для активной части ротора (высокая механическая прочность, сравнительно большая плотность, независимость магнитных характеристик от температуры внешней среды), а также относительно неплохие энергетические показатели, сопоставимые при малых габаритах с характеристиками двигателей иного типа.

Механическая характеристика

Механическая характеристика идеального гистерезисного двигателя может быть представлена двумя прямыми (рис. 5.11): отрезком $M_{п}$—$M'_{с.м}$ — для асинхронного и отрезком $M'_{с.м}$—$n_{с}$ — для синхронного режима. Пуск здесь проходит при постоянном моменте $M_{п}=M'_{с.м}$.

У реальных двигателей механическая характеристика в асинхронной части обычно отличается от идеальной и в зависимости от причин ее искажения может принимать различную форму. Наиболее распространенная форма механической характеристики СГД представлена кривой *2* на рис. 5.11.

Механическую характеристику СГД можно характеризовать тремя основными точками: значениями пускового (обычно он же и максимальный) $M_{п}$, максимального синхронного $M_{с.м}$ и номинально-

го $M_н$ моментов. Вместо абсолютных значений моментов удобнее использовать *кратность пускового момента*

$$k_м = \frac{M_п}{M_н}$$

и *коэффициент перегрузки* (запаса по синхронной мощности)

$$k_п = \frac{M_{с.м}}{M_н}.$$

Вместо коэффициента $k_п$ в расчетах часто применяют так называемый *коэффициент формы механической характеристики* СГД

$$c_м = \frac{M_п}{M_{с.м}} = \frac{k_м}{k_п}.$$

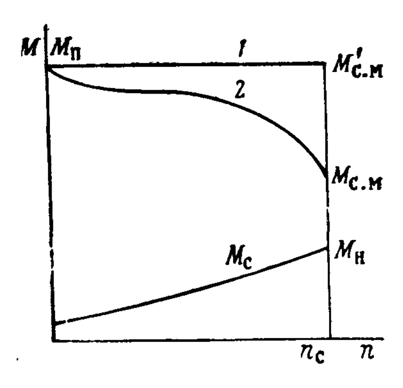


Рис. 5.11. Механическая характеристика гистерезисного двигателя:

1 идеального; *2* – реального.

Кратность пускового момента большинства СГД колеблется в пределах $k_м = 1,5—4,0$ — меньшее значение соответствует условиям уверенного запуска и надежной работы в синхронизме, а большее — определяется необходимым временем разбега.

Коэффициент $c_м$ является показателем совершенства характеристик СГД и степени влияния высших гармоник. В реальных СГД, если использованы материалы без заметного проявления вихревых токов, $c_м \approx 1,1—1,5$. Чем больше $c_м$, тем больше влияние высших гармоник и ниже к. п. д. двигателя.

При наличии высших гармоник в кривой поля ротора имеют место два явления. Первое заключается в подмагничивании высшей гармоникой основной гармоники и сопровождается увеличением результирующей максимальной индукции, площади петли пространственного распределения и момента.

Суть второго явления проще всего показать на примере синхронного режима. При наличии высшей гармоники, перемещающейся относительно ротора, возникают пульсации индукции в каждой точке ротора во времени, а в петле пространственного распределения появляются провалы, что уменьшает электромагнитную мощность, создает дополнительные потери, связанный с ними тормозной момент и увеличивает $c_м$. Пульсация индукции проявляется лишь с некоторой скорости, определяемой порядком и амплитудой гармоники. Степень влияния того и другого явления определяется скольжением, относительной амплитудой и порядком высшей гармоники, а также свойствами материала ротора.

Искажающее действие зубцовых гармоник, выражающееся в основном в появлении частных циклов, зависит от конфигурации шлица паза, величины воздушного зазора, от материала ротора и индукции в нем. С увеличением раскрытия паза пульсация индукции увеличивается, снижение момента начинается при меньших скоростях, коэффициент $c_м$ и добавочные потери растут. Насыщение материала ротора также приводит к возрастанию коэффициента формы механической характеристики.

С увеличением воздушного зазора пульсации индукции и потери от них уменьшаются, уменьшается коэффициент $c_м$ и за счет этого иногда может быть достигнут выигрыш по к. п. д.

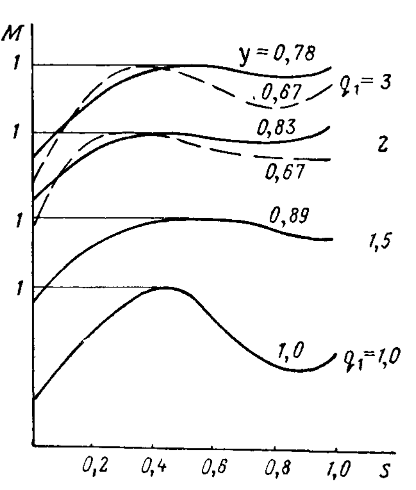


Рис. 5. 12. Механические характеристики реальных СГД $\left(\frac{b_{ш1}}{\delta}=8:10\right)$ в относительных единицах при различных шагах обмотки y и числе пазов на полюс и фазу q_1

Искажение механической характеристики пространственными гармониками достаточно заметно лишь при резко несинусоидальной форме пространственного распределения н. с. статора. Наибольшее влияние пространственных гармоник проявляется при обмотке с $q_1=1$ (рис. 5.12), когда обмоточные коэффициенты для высших и основной гармоник равны и самые значительные пространственные гармоники ($\nu=5$ и 7) проявляются в полной мере, усиливаясь гармониками проводимости. Поэтому применение обмоток с $q_1=1$ следует избегать. Значительно лучшие характеристики получаются при $q_1=1{,}5$ с укороченным шагом. При $q_1=2$ для уменьшения влияния высших гармоник 5 и 7-го порядка следует применять укорочение шага $y\approx0{,}8$.

При питании СГД от статического преобразователя напряжением с $k_f=33\%$ максимальный синхронный момент уменьшается на $3\div10\%$ по сравнению со случаем, если бы отсутствовали все высшие гармоники питания. Энергетические характеристики при этом меняются в такой же степени, как и у АГД.

Рабочие характеристики

Под рабочими характеристиками гистерезисного двигателя принято понимать зависимости I_1, P_2, P_1, n, η, $\cos\varphi$ от момента нагрузки при постоянном напряжении питания (рис. 5.13).

Как упоминалось, ротор СГД намагничивается обмоткой статора. Поэтому СГД является недовозбужденным синхронным двигателем, что и определяет особенности его характеристик.

Прежде всего из-за большого намагничивающего тока, потребляемого из сети, коэффициент мощности СГД очень низкий — $\cos\varphi = 0{,}2 \div 0{,}4$ (см. рис. 5.7). Вследствие низкого $\cos\varphi$ СГД по сравнению с АГД потребляет бо́льший ток, имеет бо́льшие потери в меди и невысокий к. п. д. — обычно $\eta = 0{,}2 \div 0{,}7$ (см. рис. 5.8).

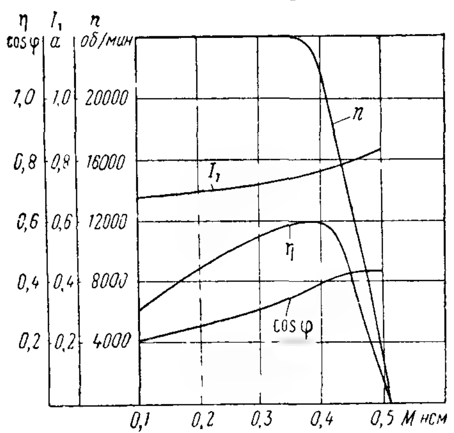


Рис. 5.13. Рабочие характеристики СГД с диаметром маховика $D = 5{,}2$ *см*; $U_л = 36$ *в*; $n_c = 24\,000$ *об/мин*; рабочая среда — воздух

Ток СГД в синхронном режиме слабо зависит от нагрузки, так как преобладающей в токе является намагничивающая составляющая, которая почти постоянна. Характер изменения тока может быть различным: в одних СГД с увеличением нагрузки ток растет, а в других — падает. Это зависит, во-первых, от изменения закона распределения напряженности поля по ротору и величины потока и индукции в роторе при изменении нагрузки (за счет изменения $k_E = \frac{E_1}{U}$).

При входе двигателя в синхронизм перемагничивание ротора прекращается. Каждая точка ротора имеет собственное значение напряженности и индукции. При уменьшении нагрузки ротор СГД поворачивается в сторону вращения поля. При этом все его точки попадают по отношению к полю статора уже в другое положение, отличное от того, какое они занимали при входе в синхронизм, и ротор частично перемагничивается. Например, в точке *1* (см. рис. 5.10), в которой в момент вхождения в синхронизм индукция убывала, теперь она возрастает и точка *1* по кривой возврата перемещается в положение *1'*. Точка *2*, наоборот, испытывает уменьшение индукции и перемещается по кривой возврата в положение *2'*. В итоге при уменьшившейся нагрузке получим новую кривую распределения — петлю *б* с меньшей площадью. Эта петля в синхронном режиме, характеризуя закон пространственного распределения напряженности поля при известной индукции, определяет пространственный сдвиг между *B* и *H*, а следовательно, и момент двигателя. Поэтому и в этом режиме мощность двигателя определяется площадью соответствующей петли. По мере уменьшения нагрузки магнитное состояние ротора будет характеризоваться все более узкими петлями гистерезиса, находящимися внутри исходной рабочей петли. Каждая такая петля (на-

пример, *б* на рис. 5.10) при тех же значениях B_m и H_m имеет меньшую площадь, а следовательно, и меньшее значение $\sin\gamma_{01}$, поэтому при уменьшении нагрузки активная составляющая н. с. ротора $F_{2a}\sim H_1 \sin\gamma_{01}$ падает.

Если снять нагрузку полностью, то магнитное состояние точек ротора будет характеризоваться так называемой безгистерезисной кривой намагничивания (кривая *в* на рис. 5.10). Построенная по ней кривая распределения поля $H_в$ (φ) уже не имеет сдвига по отношению к индукции, т. е. гистерезисный угол $\gamma_{01}=0$, а н. с. рото-

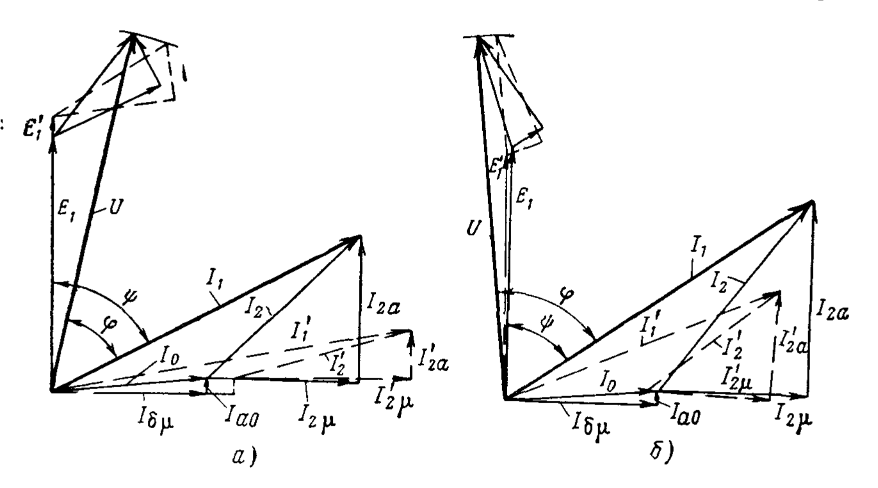


Рис. 5.14. Векторные диаграммы гистерезисного двигателя:

а) — при $r_1>x_1$; *б*) — при $r_1<x_1$.

Сплошные линии для точки максимального момента $M_{с.м}$, пунктирные для $M<M_{с.м}$

ра F_2 имеет только одну реактивную составляющую. При постоянной индукции в роторе максимальная напряженность поля H_m осталась неизменной, но форма кривой распределения стала иной, уменьшились амплитуда первой гармоники напряженности поля H_1, н. с. F_2 и соответствующий ток I_2. Уменьшение тока при сбросе нагрузки происходит тем в большей степени, чем прямоугольнее исходная петля гистерезиса.

Все это рассматривалось при постоянной индукции в роторе или при постоянной э. д. с. воздушного зазора E_1. Фактически э. д. с. E_1 при изменении нагрузки изменяется, следовательно, изменяется и индукция в роторе. Характер этого изменения зависит от соотношения активного и индуктивного сопротивлений статора.

Для двигателей с $r_1>x_1$ векторная диаграмма имеет вид, изображенный на рис. 5.14,*а*. При уменьшении нагрузки активная составляющая тока I_{2a} уменьшается, вектор тока I_1 и вектор падения напряжения в обмотке статора поворачиваются по часовой стрелке. Так как $U=\text{const}$, то конец вектора падения напряжения

в обмотке статора скользит по дуге радиуса U. Здесь при уменьшении нагрузки увеличиваются э. д. с. E_1 и индукция в роторе, а следовательно, и намагничивающий ток. Если уменьшение тока за счет заострения кривой напряженности поля меньше, чем его увеличение за счет роста э. д. с., то ток двигателя с уменьшением нагрузки увеличивается.

У двигателей с $r_1 < x_1$ векторная диаграмма выглядит несколько иначе (рис. 5.14,*б*). В этом случае уменьшение нагрузки приводит к снижению э. д. с. E_1, индукции в роторе и тока. Ток холостого хода гистерезисного двигателя обычно составляет $(0{,}9-1{,}1)\cdot I_{1н}$. Повышение тока СГД в асинхронном режиме связано с изменением характера перемагничивания от высших гармоник и частично — с компенсацией реакции вихревых токов в материале ротора, особенно нештихованном. Для идеального двигателя ток в асинхронном режиме постоянен.

Кратность пускового тока СГД невелика и составляет в среднем $k_I = \frac{I_{1п}}{I_{1н}} = 1{,}1 \div 1{,}3$ (реже — для очень высокой выпуклости рабочей петли материала — до двух). Малая кратность тока является отличительной особенностью СГД, позволяющей с меньшим запасом выбирать мощность источника питания.

Малое изменение тока и индукции в зазоре при изменении нагрузки в синхронном режиме приводит к тому, что почти неизменны потери в меди и стали статора, а также потери от высших гармоник. Поэтому с уменьшением нагрузки в синхронном режиме к. п. д. двигателя резко уменьшается. То же относится и к коэффициенту мощности. Можно показать [5. 12], что в зависимости от запаса по мощности $k_п = \frac{k_м}{c_м}$ $\eta_н$ и $\cos\varphi_н$ в номинальном режиме уменьшаются по сравнению с $\eta_м$ и $\cos\varphi_м$ при максимальном синхронном моменте в следующем отношении:

$$\eta_н = \frac{1}{\eta_м + k_п(1-\eta_м)}\cdot\eta_м = \eta_м\cdot\frac{1}{\eta_м + \frac{k_м}{c_м}(1-\eta_м)}; \quad (5.13)$$

$$\cos\varphi_н = \cos\varphi_м\frac{\eta_м + k_п(1-\eta_м)}{k_п} = \cos\varphi_м\frac{\eta_м + \frac{k_м}{c_м}(1-\eta_м)}{k_м, c_м}. \quad (5.14)$$

Отсюда следует, что если для уменьшения времени разбега увеличивать запас по мощности или кратность пускового момента, то энергетические показатели СГД в номинальном режиме резко снижаются.

Потребляемая мощность в синхронном режиме с возрастанием нагрузки растет почти линейно. Кратность пусковой мощности для СГД ниже, чем для всех других двигателей переменного тока, и составляет обычно $k_p = 1{,}5 \div 2{,}5$.

Режим перевозбуждения

Как уже отмечалось, низкие энергетические характеристики СГД объясняются слабой намагниченностью ротора, малым его возбуждением. Для улучшения их необходимо увеличить степень возбуждения так, чтобы двигатель не только не потреблял бы из сети намагничивающий ток для проведения потока через ротор, но наоборот, чтобы сам ротор создавал бы н. с. для проведения потока во внешней цепи.

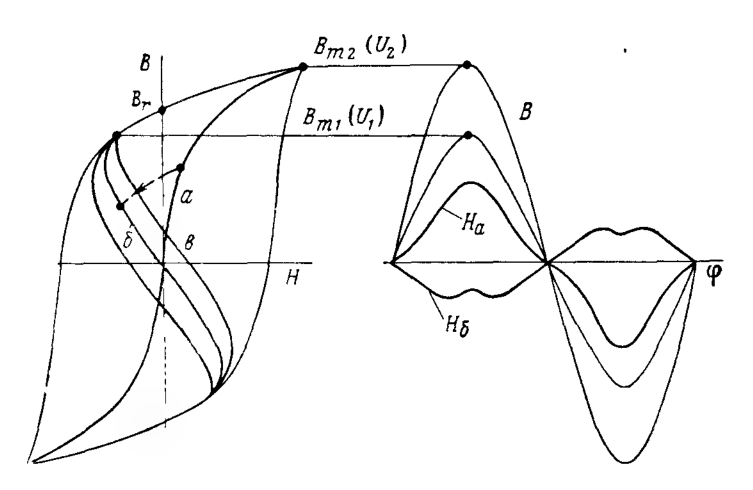


Рис. 5.15. Петли гистерезиса и кривые пространственного распределения поля при перевозбуждении

Пусть СГД работает при идеальном холостом ходе с напряжением U_2. Распределение поля по полюсному делению характеризуется при этом безгистерезисной кривой *а* (рис. 5.15). Максимальная напряженность поля при индукции B_{m2}, соответствующей U_2, равна H_{m2}, а н. с. для проведения потока через ротор характеризуется площадью кривой пространственного распределения напряженности поля H_a.

Если теперь при работе СГД в синхронизме напряжение снизить до U_1, то получим новую картину распределения поля в роторе. Индукция в каждой точке уменьшится в отношении $\frac{B_{m2}}{B_{m1}}$ и каждая точка ротора изменит свое состояние, переместившись по соответствующим кривым возврата на кривую *б*, которая и будет характеризовать теперь пространственное распределение поля в роторе. Построенная по ней напряженность поля $H_б$ уже находится в противофазе с индукцией, а это означает, что н. с. ротора обеспечивает проведение потока не только через сам ротор, но и через воздушный зазор и статор. Потребляемый из сети намагничивающий ток уменьшится. При дальнейшем снижении напря-

жения СГД не потребляет из сети намагничивающий ток, а даже отдает его сам. По аналогии с перевозбуждением обычных синхронных двигателей процесс повышения намагниченности СГД путем снижения его напряжения называют процессом *перевозбуждения*, а СГД, работающий в этом режиме, — перевозбужденным [5. 9].

При нагрузке перевозбужденного СГД распределение поля в роторе характеризуется уже петлей *в* (см. рис. 5.15), площадь которой пропорциональна электромагнитной мощности. По мере увеличения нагрузки петля расширяется, но остается ограниченной по вертикали линией индукции B_{m1}, а по горизонтали — сторонами петли гистерезиса с индукцией B_{m2}. Эта предельная площадь определяет максимальную мощность, которую может развить СГД с перевозбуждением.

На практике перевозбуждение осуществляется повышением напряжения на время запуска до U_2 (это позволяет одновременно снизить время разбега) с последующим снижением его в синхронизме до номинального значения U_1.

При чрезмерном увеличении U_2 так, что $B_{m2} > B_{m\mu}$, падают энергетические показатели двигателя в процессе запуска, поэтому следует выбирать $B_{m2} = B_{m\gamma} \div B_{m\mu}$.

При уменьшении напряжения U_1 (U_2=const) ток и потребляемая мощность двигателя сначала падают, а затем начинают расти (рис. 5.16). Максимальная электромагнитная мощность и момент $M_{с.м}$ сначала изменяются слабо и лишь, начиная с U_1, соответствующего остаточной индукции B_r, уменьшаются пропорционально напряжению. Минимум тока соответствует равенству э. д. с. холостого хода E_0, служащей мерой намагниченности ротора, и э. д. с. воздушного зазора E_1. Намагничивающая составляющая здесь в токе отсутствует, а $\cos\varphi$ близок к единице. Именно на этот режим следует проектировать перевозбужденный СГД и соответственно выбирать напряжение после перевозбуждения U_1. При уменьшении напряжения от U_2 до U_1 э. д. с. E_0, наводимая в обмотке статора в момент отключения двигателя и определяемая в основном проводимостью воздушного зазора, сначала не изменяется, а затем резко падает (см. рис. 5.16). Точка перегиба кривой E_0 соответствует оптимальному значению U_1.

В результате перевозбуждения $\cos\varphi$ может увеличиться от 0,2—0,3 до 1, а к. п. д. от 0,4—0,5 до 0,8—0,9.

Высокие энергетические характеристики после перевозбуждения СГД возможны лишь в том случае, когда при напряжении U_2 двигатель имеет значительную перегрузочную способность. Действительно, пусть в перевозбужденном режиме $k_{п1}=2$. При обычно требуемом снижении напряжения с U_2 до U_1 коэффициент перегрузки $k_п$ уменьшается в 1,5—2 раза, следовательно, при U_2 должно быть $k_{п2}$=3—4. Это слишком высокие значения для обычных СГД, так как энергетические показатели при этом низкие. Стремление уменьшить $k_{п2}$ ограничивается тем, что, чем меньше

исходная величина $k_{п2}$, тем бо́льшей должна быть кратность перевозбуждения, чтобы $\cos\varphi\approx1$, и тем еще меньше будет значение $k_{п1}$. Именно поэтому СГД, оптимально спроектированный для обычного режима, в режиме перевозбуждения малоэффективен: здесь необходим качественно иной подход к проектированию.

Рабочие характеристики перевозбужденного СГД похожи на характеристики синхронного двигателя с постоянными магнитами (см. рис. 5.17), но, кроме того, они имеют и ряд особенностей. Так как материал ротора намагничен в самом двигателе

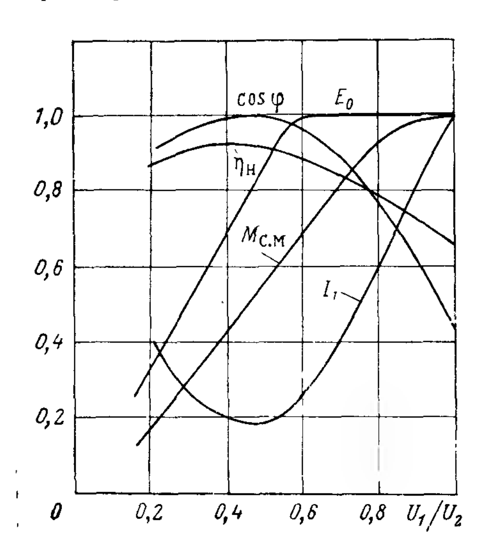


Рис. 5.16. Зависимость характеристик перевозбужденного СГД от кратности напряжения перевозбуждения (U_2=const)

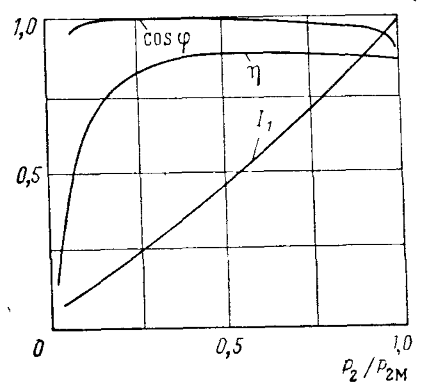


Рис. 5.17. Характеристики перевозбужденного СГД:

I_1—значение потребляемого тока, отнесенное к соответствующему значению при максимальной мощности

и не стабилизирован, то это приводит к неоднозначной зависимости тока и потребляемой мощности при снижении и повышении нагрузки или напряжения, а также к некоторому размагничиванию ротора, проявляющемуся в возрастании тока. Однако после 1—3 таких колебаний характеристики стабилизируются. При колебаниях нагрузки вблизи предела статической устойчивости, особенно при больших моментах инерции, двигатель может выпадать из синхронизма. Подобный эффект вызывает и значительное снижение напряжения и особенно перерыв питания. При выпадении из синхронизма двигатель попадает в режим противовключения и за несколько периодов целиком размагничивается полем статора *.

Особенно чувствителен перевозбужденный СГД к колебаниям частоты источника питания. В этой связи следует отметить, что

* Следует отметить, что можно так спроектировать СГД, что даже при потере перевозбуждения он все же будет работать в синхронизме. Однако, естественно, при этом он будет иметь большее потребление и нагрев.

в большинстве электромашинных преобразователей при переходных процессах, связанных с изменением условий работы, имеют место заметные колебания фазы напряжения. Так как электромеханическая постоянная времени СГД больше, чем у источника, то ротор перевозбужденного СГД не в состоянии синфазно следить за изменением частоты источника и выходит из синхронизма. Поэтому надежная работа СГД в режиме перевозбуждения с такими преобразователями практически невозможна. Он устойчиво работает лишь со статическими преобразователями.

Улучшение характеристик СГД за счет перевозбуждения достигается не даром. Во-первых, в процессе перевозбуждения — при пуске с $U=U_2$ — СГД потребляет ток $I_{п2}$ и мощность $P_{п2}$ большие, чем пусковой ток $I_{п1}$ и мощность $P_{п1}$ без перевозбуждения при $U=U_1$:

$$I_{п2} \geqslant I_{п1} \cdot \frac{U_2}{U_1}; \; P_{п2} \geqslant P_{п1} \left(\frac{U_2}{U_1}\right)^2,$$

а это связано с увеличением установленной мощности источника питания, с увеличением сечения токоподводов и момента их сопротивления.

Во-вторых, требуется специальная схема перевозбуждения. Сложность состоит в том, что схема должна фиксировать момент вхождения СГД в синхронизм и без длительного разрыва цепи и изменения фазы снижать напряжение. Момент окончания запуска может быть зафиксирован, например, по времени, по изменению фазы либо величины тока при вхождении в синхронизм, а выпадение из синхронизма — по значительному увеличению тока.

Вопросы проектирования гистерезисного двигателя с перевозбуждением рассмотрены в [5. 11].

СГД с перевозбуждением в первую очередь перспективен для использования в прецизионных гироприборах с малым временем готовности, так как позволяет одновременно снизить время разбега, потребляемую мощность, нагрев и повысить точность. Особый интерес он представляет также для СГД, питающихся от ограниченных источников энергии.

Нестабильность характеристик

Так как магнитное состояние ротора СГД нестабилизировано, то реакция двигателя на снижение и повышение индукции в роторе будет зависеть не только от знака изменения индукции, но и от магнитной предыстории материала. Из-за неоднозначности процессов в материале ротора специфическим для СГД является гистерезис его характеристик. С увеличением напряжения примерно пропорционально ему увеличивается потребляемый ток. При снижении напряжения из-за перевозбуждения ток уменьшается в бóльшей степени. Более заметно режим перевозбуждения сказывается, если снижение напряжения имело место после его некоторого повышения. Уменьшение тока и потребляемой мощности при этом значи-

тельно больше (рис. 5.18). В реальных условиях этот предельный случай редок.

Тем не менее уже важно то, что при колебаниях напряжения здесь принципиально неизбежны изменения тока и потребляемой мощности, приводящие к нестабильному тепловому режиму СГД. Одним из путей уменьшения этого непроизвольного перевозбуждения и получения бóльшей стабильности характеристик СГД может быть применение режима прерывистого питания СГД, который используется главным образом для устранения вредных кардановых моментов от собственных вибраций гироскопа. Так как частота переключений выбирается достаточно большой, то скорость остается практически постоянной и очень близкой к синхронной. За счет периодических включений и выключений материал ротора в итоге работает на одной стабилизированной петле, что обеспечивает бóльшую стабильность характеристик. Другой путь устранения указанных кардановых моментов заключается в применении поляризованных СГД [5. 24].

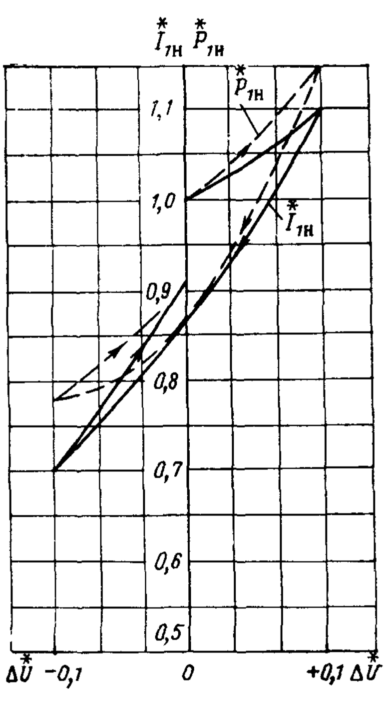


Рис. 5.18. Относительное изменение тока $\overset{*}{I}_{1н}$ и потребляемой мощности $\overset{*}{P}_{1н}$ СГД при колебании напряжения

Изменение уровня частоты источника питания при постоянном напряжении приводит к изменению индукции в роторе и принципиально к тем же последствиям, что и изменение напряжения. Но так как точность поддержания частоты с помощью регуляторов относительно высока, то изменение ее уровня практически не сказывается на энергетических показателях СГД.

Однако при всевозможных переходных процессах изменение частоты электромашинного преобразователя может на несколько порядков превосходить допустимое отклонение частоты при установившемся режиме работы. Скачкообразные изменения частоты могут в большей степени сказываться на изменении тока и потребляемой мощности СГД. Еще сильнее при этом проявляется нестабильность вращения СГД, сопровождающаяся изменением фазового положения (проскальзыванием) ротора относительно поля и его качаниями. А это, в свою очередь, приводит к колебаниям момента СГД, которые в определенных условиях (неперпендикулярность рамок карданова подвеса, качания основания, вибрации, дис-

баланс ротора, наличие нутационных колебаний и пр.) вызывают дрейф гироскопа [1. 10]. Поэтому для питания СГД, особенно для СГД с перевозбуждением, представляют интерес статические преобразователи, частота которых поддерживается по разомкнутой схеме регулирования и не зависит от колебаний нагрузки и питающего напряжения. Стабильность вращения СГД при этом значительно выше. Так, в одинаковых условиях СГД с $H=4\cdot10^6$ *г·см²/сек* при питании от вращающегося преобразователя с точностью поддержания частоты $\pm2\%$ за 0,5 часа проскальзывал на 3—5 оборотов и имел постоянные качания $\pm(5\div12)^\circ$. При питании от статического преобразователя проскальзывания не наблюдалось, а качания ротора не превышали 2°. Даже скачкообразное на 30% изменение напряжения постоянного тока статического преобразователя не сказалось на фазовом положении ротора СГД, а при изменении напряжения питания электромашинного преобразователя на 10% ротор СГД менял свое положение на 30—40°. У статических преобразователей (до 500 *ва*), кроме сказанного, более высокий к. п. д. (50—70% против 30—50%) и большая надежность при одинаковых весах.

Скорость СГД не зависит от напряжения (если при этом сохраняется запас по мощности $k_п>1$), но изменяется пропорционально частоте. Если момент сопротивления увеличивается, но не превосходит максимального синхронного, то скорость СГД постоянна. При этом возрастают лишь механические потери, так как ток практически неизменен.

Изменение температуры окружающей среды приводит к соответствующему изменению активного сопротивления обмотки статора и к изменению потерь в меди, но магнитные свойства материала ротора в пределах рабочих температур и, следовательно, механическая характеристика СГД постоянны. При изменении температуры, однако, меняется момент сопротивления. Это следует иметь в виду при выборе запаса по мощности и кратности пускового момента СГД. Учитывая зависимость $k_м$ и $k_п$ от напряжения, можно показать, что для надежного входа в синхронизм и работы СГД с синхронной скоростью при возможном увеличении момента сопротивления (ΔM_c) и понижении напряжения (ΔU) необходимо выбрать $k_п$ из условия

$$k_п \geqslant k_{п\,min} = \frac{1+\frac{\Delta M_c}{M_н}}{\left(1-\frac{\Delta U}{U_н}\right)^2}. \qquad (5.15)$$

5.3. ВРЕМЯ РАЗБЕГА

Время разбега — время достижения гиродвигателем установившейся скорости — одна из важнейших его характеристик. Это связано с тем, что, с одной стороны, из-за больших моментов инерции и высокой скорости вращения ГД имеет сравнительно боль-

шое время разбега, определяющее время готовности к работе всего гироприбора. С другой стороны, заданное время разбега практически определяет требуемый максимальный момент и расчетную мощность ГД.

Время разбега определяется из уравнения динамики

$$t_р = 10^{-5} \int\limits_{\Omega=0}^{\Omega=\Omega^*_н} N_д \frac{J d\Omega}{M_д(\Omega) - M_c(\Omega)} = 10^{-5} \int\limits_{\Omega=0}^{\Omega^*_н} \frac{J\, d\Omega}{M_{изб}(\Omega)}\ сек. \quad (5.16)$$

Здесь $M_д(\Omega)$, $M_c(\Omega)$ и $M_{изб}(\Omega)$ — соответственно моменты вращения ГД *, его нагрузки (сопротивления) и избыточный в функции скорости Ω в *н · см*;

J — момент инерции вращающихся частей в *г · см*²;

$\Omega^*_н$ — расчетная номинальная угловая скорость в 1/*сек*.

Для СГД $\Omega^*_н$ равна его номинальной — синхронной скорости Ω_c. Для АГД время достижения номинальной скорости $\Omega_н$ теоретически равно бесконечности и под временем разбега понимают время достижения скорости $\Omega^*_н$, равной 95% от $\Omega_н$.

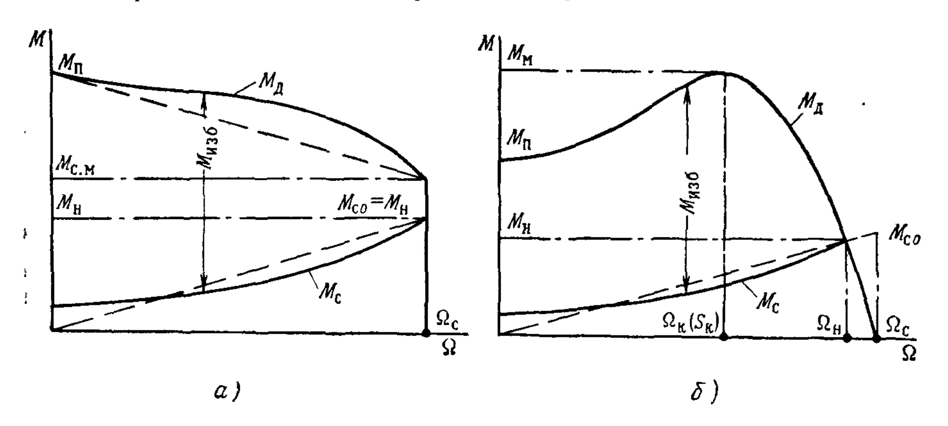


Рис. 5.19. Кривые моментов сопротивления и моментов двигателей:

а—для СГД; *б*—для АГД

———— действительные характеристики; — — — — их линейная аппроксимация.

Согласно (5.16) время разбега определяется кривой избыточного момента ГД: чем больше момент $M_{изб}$ при каждой скорости, тем меньше при прочих равных условиях время разбега.

---

* Поскольку электрические переходные процессы протекают в $10^2 \div 10^4$ раз быстрее механических, то их можно не учитывать и под $M_д(\Omega)$ понимать статические механические характеристики ГД.

Реальная зависимость $M_c(\Omega)$ может быть представлена в виде прямой (рис. 5.19), проходящей через начало координат и точку номинального режима:

$$M_c(\Omega)=M_н\frac{\Omega}{\Omega_н}=M_н\frac{1-s}{1-s_н}. \tag{5.17}$$

Для гистерезисного ГД механическая характеристика в асинхронной части ($0<\Omega<\Omega_c$ — рис. 5.19,*а*) приближенно может быть заменена прямой

$$M_д=M_п-(M_п-M_{с.м})\frac{\Omega}{\Omega_c}=M_н\left[k_м-(k_м-k_п)\frac{\Omega}{\Omega_c}\right]. \tag{5.18}$$

Тогда интегрирование (5.16) с учетом (5.17) и (5.18) дает

$$t_р=10^{-5}\frac{H}{M_н}\cdot\frac{\ln\frac{k_м}{k_п-1}}{k_м-k_п+1}\ сек. \tag{5.19}$$

Выражение (5.19) позволяет определить время разбега большинства реальных СГД с точностью до $\pm10\%$ [5.12]. Неточность в его определении связана главным образом с неточностью аппроксимации кривой $M_д(\Omega)$ *.

В процессе проектирования ГД приходится часто решать обратную задачу — по заданному $t_р$ определять необходимое значение кратности момента. В этом случае уравнение (5.19) использовать неудобно. Его можно упростить, если разложить логарифмическую функцию в ряд

$$t_р=10^{-5}\frac{2{,}2H}{M_п+M_{с.м}-M_н}=10^{-5}\frac{H}{M_н}\cdot\frac{2{,}2}{k_м+k_п-1}\ сек. \tag{5.20}$$

Значение $t_р$ по (5.20) при $k_м=2\div5$ и $k_п=1{,}5\div5$ отличаются от опытных данных не более чем на $\pm10\%$.

Время разбега ГД при заданной механической характеристике ($M_п$ и $M_{с.м}=\text{const}$) увеличивается с увеличением кинетического момента H и момента сопротивления $M_п$. При постоянных $M_н$ и H главное влияние на время разбега оказывают параметры механической характеристики — $k_м$, $k_п$, $c_м$. Для оценки динамических характеристик ГД удобно понятие относительного или безразмерного времени разбега $[t_р]$. Из уравнения (5.20)

$$[t_р]=\frac{10^5M_н}{H}t_р=\frac{2{,}2}{k_м+k_п-1}=\frac{2{,}2}{k_м\left(1+\frac{1}{c_м}\right)-1}. \tag{5.21}$$

* Может быть выбрана и иная аппроксимация $M_д(\Omega)$ (например, с помощью парабол). Однако выражения для $t_р$ при этом сложнее и имеют смысл лишь при сильном искажении механических характеристик СГД.

Относительное время разбега $[t_р]$ тем меньше, чем больше кратность пускового момента $k_м$ и перегрузочная способность $k_п$, т. е. чем больше избыточный момент. Для данного СГД при $c_м$, H и $M_п = \text{const}$ время разбега определяется практически только кратностью пускового момента. Для уменьшения времени разбега необходимо увеличивать перегрузочную способность $k_п$, а это приводит к снижению η и $\cos\varphi$ СГД и к увеличению его нагрева.

Для асинхронного ГД механическая характеристика на основании (5.4) выражается в виде

$$M_д = M_н \frac{s_н^2 + s_к^2 + \gamma s_н s_к}{s^2 + s_к^2 + \gamma s\, s_к} \cdot \frac{s}{s_н}. \qquad (5.22)$$

Хотя данное выражение не учитывает ряд особенностей реальных характеристик АГД (провалы от высших гармоник, возможное вытеснение тока в обмотке ротора при пуске, насыщение и пр.), однако оно вполне приемлемо для аппроксимации.

Решение интеграла (5.16) с учетом (5.17) и (5.22) приводит к сложным выражениям, даже качественный анализ которых в общем виде затруднителен. Численное решение (5.16) для частных значений $s_к$, $s_н$, γ по результатам расчета на ЭВМ представлено на рис. 5.20. При ряде допущений для реального диапазона $s_н$, $s_к$ и γ решение (5.16) может быть упрощено:

$$[t_р] \approx s_н \left[\frac{1 + \gamma s_k^2}{2 s_к^2} + 3(1 + \gamma s_н) \right] + 0{,}5\gamma \cdot s_н \qquad (5.23)$$

или

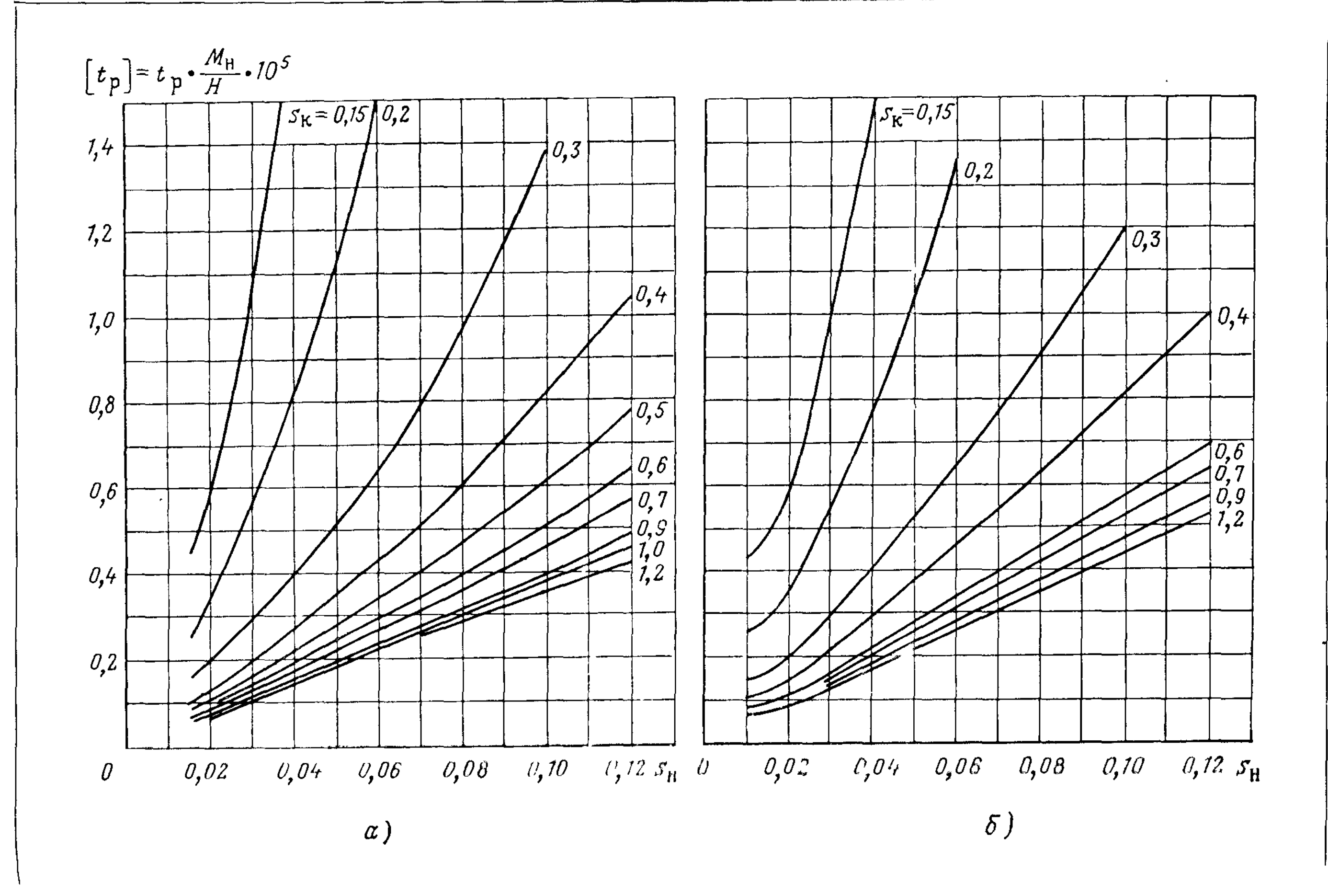
$$[t_р] = \frac{1}{[(2+\gamma s_к)k_м - \gamma s_к]} \left\{ \frac{1 + (\gamma s_к)\, s_к}{2 s_к} + \frac{3 s_к (2 + \gamma s_к) k_м}{[(2+\gamma s_к)k_м - \gamma s_к]} + 0{,}5\gamma s_к \right\}. \qquad (5.24)$$

Как и для СГД, определяющее влияние на время разбега АГД оказывает кратность максимального момента $k_м$. Чем больше кратность $k_м$ (жестче механическая характеристика и меньше $s_п$), тем меньше время разбега. Ограничением по выбору большой кратности $k_м$ является снижение энергетических показателей, особенно малых АГД.

При данном значении $k_м$ время разбега минимально при критическом скольжении $s_к = 0{,}3 \div 0{,}4$ (рис. 5.21). На это значение $s_к$ и следовало бы проектировать АГД, ибо оно определяет наивыгоднейшую с точки зрения времени разбега механическую характеристику. Но время разбега не единственный критерий для выбора параметров ГД (см. разд. 5.1).

В диапазоне $s_к = 0{,}3$—$0{,}6$ время разбега $[t_р]$ может быть достаточно точно выражено простым уравнением, дающим непосредственную связь времени разбега с кратностью максимального момента:

$$[t_р] = \frac{1{,}45}{k_м}. \qquad (5.25)$$



$[t_p] = t_p \cdot \frac{M_H}{H} \cdot 10^5$
1,4
1,2
1,0
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0,02
0,04
0,06
0,08
0,10
0,12 s_H
s_K = 0,15
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,9
1,0
1,2
а)
s_K=0,15
0,2
0,3
0,4
0,6
0,7
0,9
1,2
б)

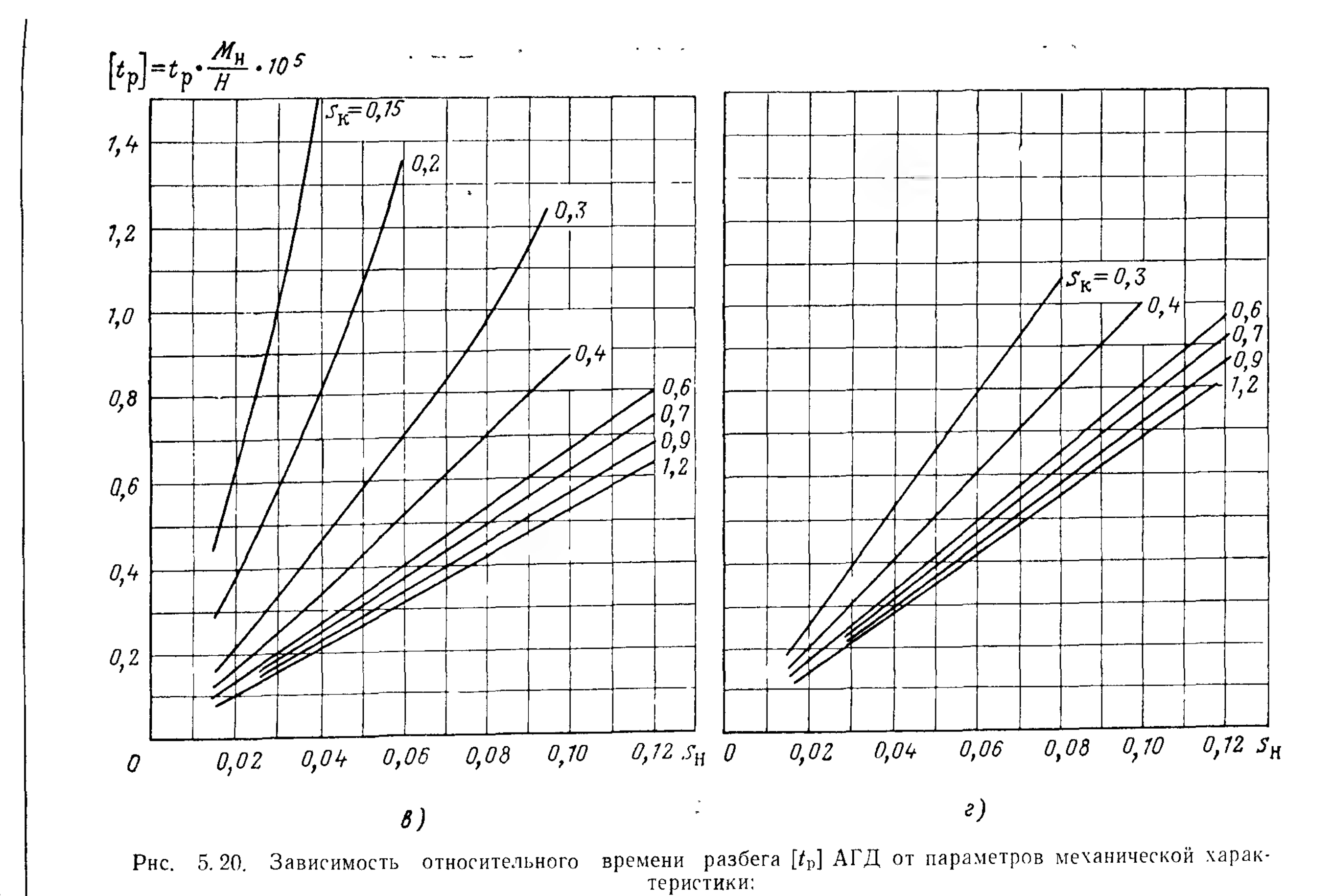


Рис. 5.20. Зависимость относительного времени разбега $[t_р]$ АГД от параметров механической характеристики:

а, б, в, г—соответственно для $\gamma=0$; 1; 2 и 4

При выборе параметров АГД из заданного времени разбега уравнение (5.25) вполне может быть использовано в начале расчета и для всего реального интервала критических скольжений $s_к=0{,}2\div0{,}9$. Ошибка по времени разбега при этом не выходит в большинстве случаев за пределы $\pm20\%$. Следует заметить, что малые значения $s_к$, при которых отклонения по $[t_р]$ наибольшие, соответствуют нереальным сочетаниям $k_м$ и $s_к$ (выше заштрихованной линии на рис. 5.21), когда кратность пускового момента $k_п<k_{п\,min}=1{,}5$, и запуск ГД нельзя считать надежным.

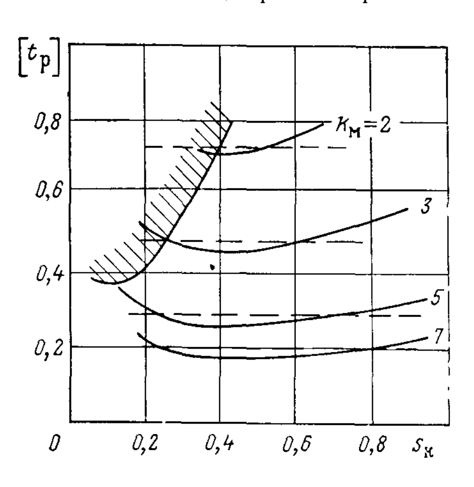


Рис. 5.21. Зависимость относительного времени разбега $[t_р]$ АГД от кратности максимального момента и критического скольжения при $\gamma s_k=0{,}7$.

Пунктирные линии соответствуют значениям $[t_р]$ по (5.25). В отштрихованной области $k_п<k_{п}\,min=1{,}5$; эта область соответствует недопустимым сочетаниям $k_м$ и $s_к$

Время разбега — параметр, задаваемый при проектировании, и в зависимости от типа прибора и характера его использования требования по $t_р$ могут меняться в широких пределах. Для реальных ГД, как это видно из приведенных на рис. 5.22 статистических данных, относительное время разбега лежит в пределах — 0,3—0,9. Верхняя граница по $[t_р]$ определяется условиями надежной работы и соответствует минимальной кратности $k_м\approx1{,}5$. Нижняя—определяется $k_м\approx5\div7$ и ограничивается из-за снижения энергетических показателей и повышения нагрева ГД.

Что касается влияния размеров D, скорости вращения n и свойств газовой среды на величину времени разбега ГД, то при работе в воздухе из (5.25) с помощью (3.15) и (4.16) можно получить

$$t_р=\frac{2{,}19\cdot10^{-2}\cdot\varrho_м\cdot\left(\frac{L}{D}\right)^{0,4}\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]}{1+0{,}237\cdot10^{-6}\cdot[p]^{0,7}\left[1+4{,}4\frac{L}{D}\right]\cdot\left(\frac{L}{D}\right)^{-0,6}\cdot n\cdot D^{2,7}}\;\frac{D^{3,3}n^{0,3}}{k_м}\ сек. \qquad (5.26)$$

Отсюда следует, что при постоянной кратности $k_м$ ($[t_р]=\mathrm{const}$) абсолютное значение времени разбега возрастает с ростом размера ГД, причем для сверхминиатюрных и миниатюрных ГД, когда преобладает момент трения в подшипниках, оно зависит от D в степени примерно 2,5, а для крупных (с преобладанием аэродина-

мических потерь) — в степени близкой к 1. Эта тенденция достаточно хорошо иллюстрируется и статистическими данными (см. рис. 5.22, *а*). В разной степени влияет и увеличение скорости вращения: для малых ГД время разбега или несколько растет или

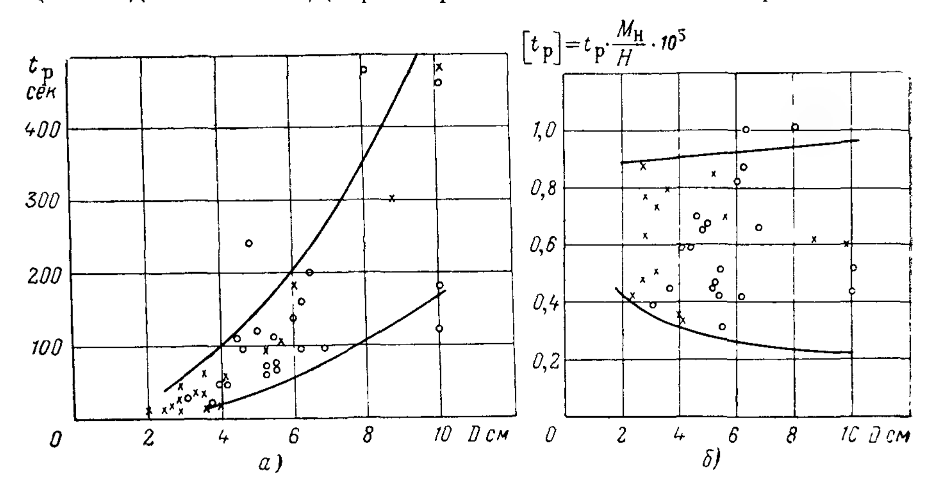


Рис. 5.22. Зависимость времени разбега ГД от размеров маховика:
а—абсолютное время разбега $t_р$; *б*—относительное время разбега $[t_р]$; ххх и ооо—опытные данные соответственно для СГД и АГД

почти постоянно, а для больших — уменьшается. Применение «легких» сред при неизменной кратности $k_м$ увеличивает время разбега, так как при этом уменьшается избыточный момент. Если же максимальный момент $M_м$ поддерживается постоянным, то с применением «легких» сред время разбега уменьшается, так как увеличивается $k_м$.

5.4. ФОРСИРОВАННЫЙ ЗАПУСК

Увеличение кратности максимального момента, необходимое для уменьшения времени разбега ГД, приводит к снижению к. п. д. и cos φ и к увеличению потребляемой мощности и нагрева (особенно для СГД). Однако растущий уровень требований по снижению времени разбега ГД заставляет искать пути решения данной задачи. Одним из таких путей является форсированный запуск ГД, т. е. запуск с повышенным напряжением. Увеличение электромагнитной мощности, достигаемое при этом, позволяет уменьшить время разбега. Снижение напряжения до номинального по завершению разбега обеспечивает те же характеристики (а у СГД за счет перевозбуждения и заметно лучшие), что и при нормальном запуске.

Ранее уже было рассмотрено изменение характеристик ГД при малых отклонениях напряжения от номинального. Для выявления

основных закономерностей форсированного запуска рассмотрим влияние значительного повышения напряжения. Изменение свойств ГД существенно зависит от степени форсирования — кратности повышения напряжения при пуске $\overset{*}{U}=\frac{U_2}{U_1}$ — и степени насыщения магнитной системы ГД при номинальном напряжении U_1.

Асинхронный ГД. Если при повышении напряжения не происходит заметного насыщения, то параметры схемы замещения остаются постоянными и можно получить аналитические зависимости основных характеристик АГД от напряжения. При этом изменение основных величин, характеризующих форсированный запуск, определяется следующими уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} &\overset{*}{M}_{м}=\frac{M_{м2}}{M_{м1}}=\overset{*}{U}{}^2;\quad \overset{*}{M}_{п}=\frac{M_{п2}}{M_{п1}}=\overset{*}{U}{}^2;\\ &\overset{*}{I}_{п}=\frac{I_{п2}}{I_{п1}}=\overset{*}{U};\quad \overset{*}{P}_{п}=\frac{P_{п2}}{P_{п1}}=\overset{*}{U}{}^2;\quad \overset{*}{t}_{р}=\frac{t_{р2}}{t_{р1}}=\frac{1}{\overset{*}{U}{}^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (5.27)$$

Возрастание тока, момента и потребляемой мощности с ростом напряжения для одного и того же скольжения происходит по тому же закону, как и для пусковой точки. При наличии насыщения моменты и время разбега изменяются в меньшей степени, а ток и потребляемая мощность в бо́льшей, чем при отсутствии насыщения.

Уравнения (5.27) позволяют оценить кратность изменения пускового тока $\overset{*}{k}_I$ и пусковой мощности $\overset{*}{k}_p$ по отношению к рабочим току и мощности при номинальном напряжении:

$$\overset{*}{k}_I=\frac{I_{п2}}{I_{н1}}=\frac{I_{п2}}{I_{п1}}\cdot\frac{I_{п1}}{I_{н1}}=k_I\overset{*}{U};$$

$$\overset{*}{k}_p=\frac{P_{п2}}{P_{н1}}=\frac{P_{п2}}{P_{п1}}\cdot\frac{P_{п1}}{P_{н1}}=k_p\overset{*}{U}{}^2.$$

Если учесть, что для реальных АГД обычно $k_I=2$—4, а $k_p=2$—5, то при форсированном запуске при $\overset{*}{U}=1{,}5$—$1{,}8$ кратность пускового тока составит уже $\overset{*}{k}_I=3$—7, а $\overset{*}{k}_p=4$—15.

В табл. 5.1 приведены в относительных единицах опытные данные одного из АГД при разных напряжениях пуска. Приведенные результаты относятся к практически ненасыщенному двигателю. Для ГД повышенного использования по стали в номинальном режиме (особенно ГД малых размеров) заметно сказывается насыщение и форсированный запуск становится не столь эффективным, как в отношении снижения времени разбега, так и особенно из-за большего увеличения потребляемой мощности и тока при пуске.

Следует остановиться на энергии потерь при запуске, ибо они определяют нагрев двигателя в ходе его разбега, время установления теплового режима и общее время готовности прибора.

Таблица 5.1

Сравнительные экспериментальные характеристики АГД ($H=4\cdot10^6$ *г·см²/сек*) в зависимости от степени форсирования напряжения

Относительная величина напряжения $\overset{*}{U}$	1	1,25	1,5	1,75	2,0
$\overset{*}{U}{}^2$	1	1,56	2,25	3,07	4,0
$1/\overset{*}{U}{}^2$	1	0,64	0,445	0,325	0,25
Критическое скольжение $s_к$	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625
Максимальный момент $\overset{*}{M}_м$	1	1,52	2,28	3,3	3,92
Пусковой момент $\overset{*}{M}_п$	1	1,54	2,35	3,28	3,92
Номинальное скольжение $\overset{*}{s}_н$	1	0,635	0,475	0,34	0,266
Время разбега $\overset{*}{t}_р$	1	0,63	0,407	0,312	0,25
Пусковая мощность $\overset{*}{P}_п$	1	1,62	2,34	3,05	3,96
Пусковой ток $\overset{*}{I}_п$	1	1,24	1,56	1,78	2,0
$\cos\varphi_п$ при пуске	0,75	0,78	0,75	0,735	0,745
Кратность пускового тока $\overset{*}{k}_I$	2,82	3,5	4,4	5,02	5,65
Кратность пусковой мощности $\overset{*}{k}_р$	2,78	4,5	6,5	8,5	11,0

Можно показать, что энергия АГД за время запуска при линейной аппроксимации момента сопротивления приближенно равна

$$\left.\begin{aligned}
&A=A_1+A_2+A_3\\
&A_1\approx 2{,}9\cdot10^{-7}J\Omega_с^2\varkappa\frac{(2+\gamma s_к)(1-s_н)}{\gamma s_к}\ \text{дж}\\
&A_2\approx10^{-7}J\Omega_с^2(1+0{,}5\gamma)(1-s_н)s_к^2(1+\gamma s_н)\frac{1}{s_н}\times\\
&\times\left[\frac{3s_н^3}{s_к^2}+0{,}5\gamma s_н+0{,}475\frac{s_н(1-s_н)\left(1+s_н-\gamma s_к^2\right)}{s_к^2}\right]\\
&A_3\approx10^{-7}J\Omega_с^2(1-s_н)s_k^2(1+\gamma s_н)\frac{1}{s_н}\times\\
&\times\left[\frac{3s_н^2(1-s_н)}{s_k^2}-0{,}5\gamma s_н+0{,}475\frac{s_н(1-s_н)\left(1-s_н-\gamma s_k^2\right)}{s_k^2}\right],
\end{aligned}\right\}\qquad(5.28)$$

где $\varkappa$ определяется по (9.37).

Первый член A_1 здесь выражает потери энергии в обмотке статора от тока холостого хода и потери в стали статора, второй A_2 — потери в обмотках статора и ротора от тока ротора, а третий A_3 — кинетическую энергию и механические потери. Анализ (5.28) показывает, что с увеличением напряжения при пуске (из-за снижения $s_н$) потери энергии на запуск уменьшаются, в то время как при запуске вхолостую [5. 17] они не зависят от напряжения. Указанное уменьшение потерь энергии тем меньше, чем больше значение $k_м$ при номинальном напряжении (условия запуска здесь ближе к запуску вхолостую). Уравнение (5.28) выведено без учета насыщения и изменения сопротивления обмоток при запуске за счет нагрева. Ясно, что с учетом этих факторов потери энергии будут больше, чем это получается по (5.28).

Гистерезисный ГД. Анализ характеристик СГД при изменении напряжения в силу того, что магнитная система его всегда нелинейна, сложнее, чем АГД. Нелинейность магнитных характеристик материала ротора приводит к непропорциональному изменению параметров двигателя практически в любом диапазоне изменения напряжения. Поэтому анализ характеристик СГД носит в основном качественный характер.

Если при повышении напряжения отсутствует заметное насыщение ротора ($B_р \leqslant 1{,}1\, B_{m\gamma}$), то коэффициент формы механической характеристики $c_м$ остается практически постоянным, кратность пускового момента $k_м$ и коэффициент перегрузки $k_п$ изменяются пропорционально квадрату напряжения, а время разбега изменяется соответственно в отношении

$$\overset{*}{t}_р = \frac{t_{p2}}{t_{p1}} = \frac{k_{м1} + k_{п1} - 1}{k_{м2} + k_{п2} - 1} = \frac{1}{\overset{*}{U}{}^2} \; \frac{k_{м1} + k_{п1} - 1}{k_{м1} + k_{п1} - \dfrac{1}{\overset{*}{U}{}^2}} . \qquad (5.29)$$

Снижение времени разбега наиболее значительно у СГД, обладающих при номинальном напряжении относительно большим временем разбега (малое $k_{м1}$). При заметном насыщении с повышением напряжения рост $k_м$ замедляется, $c_м$ увеличивается и время разбега СГД изменяется в меньшей степени.

Анализ энергетических показателей СГД при форсированном запуске еще более затруднителен. Поведение двигателя при повышении напряжения существенно зависит от магнитного состояния материала ротора при исходном напряжении U_1. Если при напряжении U_1 индукция в роторе близка к индукции $B_{m\gamma}$, то с ростом напряжения ток $I_{1п}$ при пуске возрастает в степени больше первой, мощность — в степени больше второй, а $\cos\varphi_п$ — уменьшается. Если же для исходного напряжения СГД является неоптимальным ($B_р < B_{m\gamma}$), то в начале с ростом напряжения ток растет медленнее, чем $\overset{*}{U}$, мощность — медленнее, чем $\overset{*}{U}{}^2$, а $\cos\varphi_п$ растет незначительно.

Сравнительные опытные данные одного из СГД, приведенные в табл. 5.2, подтверждают сделанный выше анализ.

Таблица 5.2

Сравнительные экспериментальные характеристики СГД ($H=4\cdot10^6$ *г·см²/сек*) в зависимости от степени форсирования напряжения *

Относительная величина напряжения при пуске $\overset{*}{U}$	1	1,2	1,4	1,6	1,8	1,93
$\overset{*}{U}{}^2$	1	1,44	1,96	2,56	3,24	3,72
$1/\overset{*}{U}{}^2$	1	0,695	0,51	0,39	0,31	0,268
Кратность пускового момента $k_м$	3,64	5,42	7,0	8,6	10,05	11,1
Коэффициент $c_м$	1,35	1,36	1,34	1,39	1,43	1,54
Время разбега $\overset{*}{t}_р$	1	0,57	0,42	0,345	0,295	0,27
Пусковой момент $\overset{*}{M}_п$	1	1,49	1,93	2,36	2,77	3,06
Пусковой ток $\overset{*}{I}_п$	1	1,12	1,33	1,6	1,9	2,2
Пусковая мощность $\overset{*}{P}_п$	1	1,48	2,1	2,7	3,46	4,05
Номинальная мощность $\overset{*}{P}_{1н}$	1	0,72	0,66	0,57	0,54	0,5
Номинальный ток $\overset{*}{I}_{1н}$	1	0,72	0,59	0,36	0,26	0,224
Кратность тока при пуске $\overset{*}{k}_I$	1,29	2,05	2,94	5,7	9,5	12,8
Кратность мощности при пуске $\overset{*}{k}_р$	2,27	4,7	7,25	10,8	14,7	18,4

* В качестве исходного напряжения U_1 здесь взято напряжение меньше номинального (25 *в* вместо 36 *в*).

Главное преимущество форсированного запуска для СГД заключается не только в существенном уменьшении времени разбега, а и в том, что при последующем снижении напряжения происходит его перевозбуждение. Отношения потребляемой мощности $\overset{*}{P}_{1н}$ и тока $\overset{*}{I}_{1н}$ в номинальном режиме после перевозбуждения к соответствующим значениям при том же напряжении без перевозбуждения существенно меньше единицы. Поэтому кратность потребляемой мощности $\overset{*}{k}_p$ и тока $\overset{*}{k}_I$ при пуске с $U=U_2$, рассчитанные по отношению к мощности и току номинального режима после перевозбуждения, достигают здесь относительно больших величин и составляют при $\overset{*}{U}=1{,}5\div2$: $\overset{*}{k}_I=7\div13$ и $\overset{*}{k}_p=6\div18$.

Что касается энергии при запуске, то поскольку для реального СГД пока нет аналитического выражения для тока статора от скорости или времени разбега и неизвестен закон изменения добавочных потерь, подсчитать ее возможно лишь для идеального СГД. Здесь при линейной аппроксимации момента сопротивления общая энергия запуска

$$A = P_{1п} t_р = 10^{-7} H \Omega_c \frac{k_п}{\eta_э} \ln \frac{k_п}{k_п - 1} \quad дж. \tag{5.30}$$

Как видно, и для СГД с увеличением напряжения потери энергии уменьшаются. Правда, это справедливо, если электромагнитный к. п. д. при пуске — $\eta_э$ не изменяется. При насыщении ротора $\eta_э$ уменьшается и потери могут даже расти. Для реального СГД за счет уменьшения при разбеге $\eta_э$ энергия потерь выше, чем получается по (5.30); это различие возрастает с ростом коэффициента формы механической характеристики.

Сопоставление АГД и СГД по энергии потерь при запуске показывает, что в этом отношении они примерно сравнимы между собой.

Применение форсированного запуска возможно, лишь когда при повышенном напряжении не возникает чрезмерного насыщения магнитной цепи. Желательно увеличение объема магнитопровода, но при этом рабочие характеристики ухудшаются. Поэтому выбор размеров штампа статора и ротора требует разумного компромисса.

Напряжение после запуска в обоих типах двигателей следует снижать до тех пор, пока к. п. д. не достигнет максимума. Условия, при которых к. п. д. двигателя максимален, будут рассмотрены в разд. 9.4 и 10.2.

Повышение напряжения и пусковой мощности ГД при форсированном запуске вызывает увеличение установленной мощности источника питания или применение специального пускового источника с соответствующей автоматикой переключения.

Что касается самого гироприбора, то рост потребляемой мощности при пуске увеличивает нагрев и градиенты температур. Это может привести к вонизкновению опасных осевых усилий на подшипники и к смещению центра масс. Повышение пусковых токов требует усиления токоподводов, что вызывает увеличение их вредных моментов.

Следует еще отметить влияние форсированного пуска на время готовности прибора, ибо оно зависит и от времени установления теплового состояния. Последнее определяется, с одной стороны, тепловой постоянной времени (теплоемкостью и условиями охлаждения), а с другой — мощностью потерь при пуске. Напряжение форсированного запуска должно выбираться, в частности, и с таким условием, чтобы обеспечить установление теплового состояния к концу разбега ГД.

При слишком низком напряжении, пусть даже удовлетворительном по времени разбега, тепловой режим к концу разбега далеко не установится, и гироскоп по окончании этого времени еще не будет обеспечивать необходимой точности. При слишком высоком напряжении и больших потерях ГД за время разбега нагреется сверх установившейся температуры и после окончания запуска температура ГД будет медленно снижаться до установившейся. Тепловой режим опять-таки не устанавливается к концу разбега. Кроме того, при этом могут возникать существенные тепловые деформации, как упругие, так (что более опасно) и остаточные. Оптимальным с точки зрения готовности и точности прибора является такое напряжение запуска, при котором температура ГД устанавливается с перерегулированием, не большим 10—15%.

Таким образом, следует иметь в виду, что снижение времени разбега при форсированном запуске, особенно у АГД, достигается обычно при некотором снижении точности прибора, увеличении мощности и веса источников питания. Помимо этого, вопрос практического использования форсированного запуска ГД во-многом связан с весовыми и габаритными характеристиками схемы пуска, ее надежностью и усложнением эксплуатации прибора.

Целесообразность применения форсированного запуска ГД с учетом всех изложенных факторов должна решаться конкретно в зависимости от назначения, условий применения и требований, предъявляемых к гироприбору.

Основной недостаток форсированного запуска, связанный с большими потерями скольжения в процессе пуска, может быть устранен при запуске двигателя с переменной частотой — *частотный запуск* [5. 2]. Так как при этом обеспечивается снижение времени разбега при малой потребляемой мощности и нагреве, то его применение в гироскопии в настоящее время вызывает все бо́льший интерес. При частотном запуске, помимо АГД и СГД с перевозбуждением, могут быть использованы и другие типы двигателей, в частности, синхронный двигатель с постоянными магнитами, обладающий лучшими энергетическими характеристиками.

5.5. СРАВНЕНИЕ И ВЫБОР ТИПА ГИРОДВИГАТЕЛЯ

Каждый из типов электродвигателей имеет свои особенности, сопоставление которых позволяет определить целесообразность их применения в тех или иных условиях.

Так как в одних условиях на первый план выступают одни особенности двигателя, в иных — другие, то невозможно говорить об абсолютных преимуществах того или иного типа ГД. Ошибочными являются как мнения о целесообразности преимущественной замены асинхронных ГД гистерезисными, так и подобные выводы в пользу АГД. Мало того, многообразие условий применения ГД и предъявляемых к ним требований приводит к тому, что в одних случаях

какое-либо свойство двигателя является его преимуществом, а в других — его недостатком. Так, например, способность гистерезисного двигателя к перевозбуждению при применении неперевозбужденного СГД в прецизионных приборах, питаемых от источников с невысокой стабильностью напряжения, сказывается отрицательно, приводя к нестабильности характеристик и снижению точности прибора.

Сравним асинхронные и гистерезисные ГД по ряду их основных характеристик.

Стабильность скорости вращения. Как следует из разд. 5. 1, в большинстве реальных случаев возможный разброс по скорости вращения АГД может составлять до 2—5%. Только при специальных мерах стабильность скорости АГД может быть доведена до 0,5—1%. В этих условиях АГД должен работать с весьма малыми скольжениями в режиме, близком к идеальному холостому ходу, что заметно снижает энергетические показатели и лишает его одного из важнейших преимуществ перед СГД.

Для гистерезисного ГД соответствующим выбором запаса по мощности можно исключить влияние изменения напряжения, момента сопротивления и температуры на скорость его вращения. Стабильность скорости СГД определяется лишь стабильностью частоты источников питания ($\Delta n_{\text{н}}\% = \Delta f_{\text{н}}\%$), которая при современных средствах может быть очень высокой. Следовательно, СГД позволяет обеспечить значительно более высокую степень стабильности кинетического момента, чем АГД.

Энергетические показатели ГД определяют характеристики гироприбора (потребляемую мощность, нагрев) и источников питания (требуемую мощность и как следствие — их к. п. д. и габариты).

СГД в силу большого намагничивающего тока имеют принципиально невысокий к. п. д. η и особенно $\cos\varphi$. Как видно из рис. 5. 7, средние и крупные синхронные ГД уступают асинхронным по величине $\cos\varphi$ в среднем в два раза. Исключение составляют сверхминиатюрные ГД, для которых $\cos\varphi$ определяется параметрами статора и из-за относительного большого активного сопротивления высок — 0,5—0,8. Здесь значения $\cos\varphi$ АГД и СГД достаточно близки друг к другу.

Данные рис. 5. 8 показывают, что различие АГД и СГД по к. п. д. сравнительно невелико. По крайней мере, оно меньше, чем это следовало бы ожидать по аналогии с двигателями общего применения. Указанное обстоятельство объясняется, главным образом, тем, что у СГД меньше относительная толщина и объем ротора *. При неизменном объеме электродвигателя это означает большие диаметр и объем статора СГД и приводит к снижению электромагнитных

---

* Несмотря на меньший объем из-за отсутствия скольжения и бо́льшего удельного веса материала активной части кинетический момент, создаваемый ротором СГД, при неизменных внешних размерах даже больше, чем у АГД.

потерь и увеличению к. п. д. Увеличение объема статора особенно существенно сказывается у сверхминиатюрных СГД *, для которых потери в меди статора иногда доходят до 60—80% от потребляемой мощности.

В силу этого по к. п. д. средние и крупные СГД сравнительно немного (на 10—20%) уступают АГД, а сверхминиатюрные СГД — могут даже превосходить их. Но практически все СГД, исключая сверхминиатюрные, значительно (в 1,5—2,2 раза) уступают АГД по коэффициенту использования — $\eta_н \cos \varphi_н$.

Говоря об энергетических показателях, нужно иметь в виду не только данные номинального режима. АГД имеют значительно большие кратности пускового тока k_I и мощности k_P, чем СГД: $k_I=1{,}7—5$ (иногда до 8) вместо 1,1—1,3 для СГД, а $k_р=2\div6$ (иногда до 12) вместо 1,5—2,5. Это приводит к необходимости увеличивать установленную мощность и габариты источников питания особенно при автономном питании ГД. Поэтому сравнение энергетических показателей ГД в конкретных условиях применения целесообразно делать с учетом источника питания.

Рассмотренное сравнение относилось к СГД, применяемому без перевозбуждения. Перевозбужденные СГД наоборот имеют более высокие энергетические показатели номинального режима, чем АГД: $\cos \varphi_н=0{,}8—1{,}0$, $\eta_н=0{,}7—0{,}85$, но вместе с тем, как и при форсированном запуске АГД, более тяжелые условия пуска: $k_I=7—13$, а $k_P=6—18$.

Время разбега. Распространено мнение, что СГД уступает АГД по времени разбега. Однако такой вывод не совсем точен. Сопоставим оба типа двигателя по величине относительного времени разбега, записав на основании (5.21) и (5.25):

$$\frac{[t_р]_г}{[t_р]_а}=\frac{1{,}52\,k_{м.а}}{k_{м.г}\left(1+\frac{1}{c_м}\right)-1}.$$

Отсюда следует, что при одинаковой кратности моментов ($k_{м.г}=k_{м.а}$) и реальных значениях $c_м$ СГД может иметь даже меньшее время разбега, чем АГД. Эта разница тем заметнее, чем больше кратность максимального момента и меньше коэффициент $c_м$.

Подобный вывод неплохо подтверждается практическими данными. Так, например, АГД с $H=4\cdot10^6$ *г·см²/сек* при $U_л=42$ *в* в воздухе ($M_н=0{,}28$ *н·см* и $k_м=3{,}6$) имеет время разбега 62 *сек*, а $[t_р]=0{,}43$. СГД с тем же кинетическим моментом при $U_л=25$ *в*, работая в вакууме ($M_н=0{,}1$ *н·см*, $k_м=3{,}63$ и $c_м=1{,}4$), имеет

---

* Качественно зависимость к. п. д. от диаметра статора имеет вид $\eta\sim d_1^k$, где $k\approx2$ — для малых, $k\approx1$ — для средних и $k\approx0{,}3$ — для больших ГД. Зависимость же к. п. д. от внешних размеров электродвигателя ($d_н$, L_1) приближенно выражается как $\eta\approx0{,}25\sqrt[3]{L_1 d_н}—0{,}8$.

$t_р=181$ *сек*, а $[t_р]=0{,}455$. Их отношение составляет 1,04, что следует и из расчета.

Статистические данные (см. рис. 5.22) также подтверждают то. что СГД имеют время разбега, сравнимое со временем разбега АГД. Однако в этом отношении все же есть превосходство АГД перед СГД. Увеличение кратности момента для снижения времени разбега по-разному влияет на изменение энергетических показателей двигателей. У СГД рабочий ток практически пропорционален кратности максимального момента $k_м$, поэтому с увеличением $k_м$ существенно возрастают потери, а к. п. д. и $\cos\varphi_н$ в номинальном режиме падают.

Данные расчетов показывают, что при снижении времени разбега в реальных пределах — от $[t_р]=0{,}8$ до 0,2 — к. п. д. СГД снижается на 20—35% (бо́льшие значения для сверхминиатюрных ГД). Для сверхминиатюрных АГД к. п. д. также заметно (до 25%) снижается, но у средних и крупных АГД при изменении времени разбега в этих пределах (т. е. при увеличении $k_м$ от 1,8 до 7—7,5) к. п. д. практически остается неизменным.

Следовательно, для АГД средних и больших размеров их преимущества в к. п. д. по мере снижения времени разбега будут возрастать. Именно это обстоятельство ограничивает возможности снижения времени разбега СГД в реальных условиях.

Увеличение $k_м$ значительно сильнее сказывается на $\cos\varphi$ АГД. По расчетам снижение $[t_р]$ от 0,8 до 0,2 ухудшает $\cos\varphi$ в среднем на 35—50%, причем в бо́льшей степени у малых ГД. Поэтому разница АГД и СГД по $\cos\varphi$ по мере снижения их времени разбега сохраняется или даже уменьшается.

Эффективность форсированного запуска у СГД выше. Здесь можно получить не только несколько большее снижение времени разбега, чем у АГД, но в силу перевозбуждения и такие характеристики (по к. п. д., потребляемой мощности, $\cos\varphi$, току), которые не могут быть обеспечены даже в лучших образцах АГД.

Однако характеристики АГД значительно стабильней, чем характеристики СГД, работающего с перевозбуждением. Колебания напряжения, нагрузки и особенно частоты вызывают изменение характеристик и теплового состояния СГД и могут иногда приводить к выпаданию из синхронизма. Повторное перевозбуждение вызывает искажение установившегося теплового состояния СГД. Кроме того, когда требуется повторное перевозбуждение, автоматическая схема запуска необходима в течение всего периода работы СГД.

Схема форсирования АГД, обеспечив его запуск, например в наземных условиях, может в дальнейшем не сопровождать прибор, ибо в ней уже нет необходимости.

Тепловые режимы. Повышенная потребляемая мощность СГД при прочих равных условиях определяет и большие их нагревы в сравнении с АГД. Однако чаще определяющими являют-

ся величины перепадов температур между отдельными элементами конструкции. Температурное поле, помимо всего прочего, зависит от относительной мощности источников потерь и их распределения. В этой связи важно отметить, что АГД дает большие возможности для необходимого распределения источников тепла. Соответствующим выбором размеров статора и ротора можно в достаточно широких пределах изменять соотношение между потерями в статоре и роторе АГД. У СГД в роторе имеют место лишь потери от высших гармоник, регулировать величину которых практически трудно.

Тот факт, что потребляемая мощность СГД при изменении, например момента трения в подшипниках, меняется в меньшей степени, чем у АГД, обеспечивает большую стабильность его теплового поля. Наоборот, при изменении аэродинамического момента с уменьшением давления окружающей среды более заметное уменьшение потребляемой мощности АГД приводит к большей, чем у СГД, стабильности его теплового режима, так как одновременно снижается и интенсивность теплоотдачи. Существует также и некоторое различие в динамике нагрева СГД и АГД.

* * *

Проведенный анализ особенностей обоих типов ГД, хотя и выявляет их основные отличия, но не дает универсальные рекомендации по применению. Можно достаточно определенно высказаться в пользу СГД лишь при применении его в прецизионных гироскопах, где нестабильность кинетического момента приводит к снижению точности прибора. Целесообразно также для универсальности выполнять гистерезисными все сверхминиатюрные ГД

В остальных случаях тип ГД приходится выбирать в зависимости от конкретных условий применения (требуемая точность, выполнение прибора, характер источника, стоимость, внешние условия и пр.).

В некоторых специфических условиях оказывается целесообразной и применяется комбинация указанных типов двигателей — гистерезисный двигатель с беличьей клеткой. Гистерезисно-асинхронный ГД позволяет заметно (до 2—3 раз) сократить время разбега в сравнении с СГД при практически одинаковых характеристиках в номинальном режиме. Подобный, но менее проявленный эффект дает и применение СГД с существенными вихревыми токами в массивном, нешихтованном роторе.

Для увеличения момента выхода из синхронизма может быть использован гистерезисно-реактивный ГД, если одним из возможных способов создать неравенство проводимостей по осям гистерезисного ротора.

Глава шестая

Выбор основных параметров и размеров гиродвигателя

Разработка ГД складывается из нескольких основных этапов. Прежде всего на основании технического задания на гироприбор должны быть выбраны габариты, тип и конструктивная схема ГД, скорость его вращения и рабочая среда.

Далее определяются основные размеры, конструируется ГД и выполняются необходимые механические расчеты.

На основании полученных результатов могут быть определены конкретные исходные данные для проектирования собственно электродвигателя и произведен электромагнитный расчет ГД.

* * *

Так как параметры ГД во многом определяют характеристики прибора, то только при правильном обосновании конкретных требований и исходных данных для проектирования ГД, а затем оптимальном их выполнении может быть обеспечено требуемое качество прибора. При выборе основных параметров ГД должна быть учтена вся совокупность характеристик проектируемого гироприбора — требования по точности, долговечности, времени готовности, весу, габаритам, стоимости, различные конструктивные ограничения и т. д.

Влияние ГД на точность гироскопа по существу проявляется через его размеры и потребляемую им мощность или нагрев. Анализ связи ГД с вредными моментами, действующими на гироскоп, произведенный в разд. 1.2, не позволяет еще получить четкие рекомендации по выбору основных параметров ГД из-за сложности оценки доли каждого момента при конкретных конструктивных и технологических особенностях прибора. Однако на его основе возможно, по крайней мере, понять существо влияния основных параметров ГД на статическую точность гироскопа, правильнее обосновать их выбор, предугадать тенденцию в этом вопросе. Так, например, для низкоточных гироскопов в большей степени проявлены составляющие дрейфа, связанные с трением. У современных, точных гироскопов, наоборот, бóльшее значение имеют составляющие, связанные с различными видами разбалансировки и

определяемые массой и потребляемой мощностью ГД. Поэтому ГД современного гироскопа должен иметь не только минимальную массу, что особо важно для поплавковых приборов, но и минимальную потребляемую мощность, нагрев, градиенты температур.

Именно внимательный анализ, проводимый комплексно для данного конкретного прибора, позволяет правильно сформулировать требования к ГД, обоснованно задать исходные данные для проектирования и выбрать основные параметры.

6.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИРОДВИГАТЕЛЯ

Проектирование гироприбора начинается с его центрального элемента — гиродвигателя. Поэтому техническое задание на проектирование ГД составляется уже в начальной стадии разработки гироприбора.

Так как основные параметры ГД связаны с типом и назначением прибора, то они выбираются конструктором, разрабатывающим прибор. Этот выбор может быть сделан с учетом специфики ГД по рекомендациям разд. 2.2, 5.5, 6.2 и 6.3. Другие исходные данные: время готовности ГД, стабильность его характеристик при изменяющихся внешних условиях, режим работы, различные эксплуатационные ограничения и пр. определяются непосредственно из технического задания на прибор.

Одной из центральных задач, решаемых конструктором прибора, является задача выбора *объема под* ГД. С увеличением объема ГД не только увеличивается кинетический момент и улучшаются условия теплопередачи, но и возрастают размеры, масса, разбалансировка и вибрации ротора, потребляемая мощность и (при прочих равных условиях) температурные смещения центра масс. У низкоточных гироскопов для повышения точности выгодно увеличивать размеры ГД, ибо кинетический момент возрастает больше, чем моменты трения, но этот вывод уже не будет безоговорочным для прецизионных гироскопов, у которых момент трения в кардановых опорах не является определяющим. Особенно это относится к гироскопу, работающему при значительных внешних перегрузках и вибрациях, ибо с увеличением размеров увеличиваются вредные моменты от неравножесткости конструкции.

Из условия обеспечения максимальной точности для каждого типа гироскопа существуют свои оптимальные размеры и соответствующая им величина кинетического момента. Можно ожидать, что с ростом точности гироскопов и повышением требований относительно внешних перегрузок и вибраций оптимальные значения размеров и кинетических моментов будут уменьшаться. Наиболее вероятный целесообразный диапазон размеров по наружному диаметру маховика для качественных приборов составляет примерно $3{,}5 < D \leq 6$ *см*, а по кинетическому моменту ориентировочно $(0{,}5—4) \cdot 10^6$ *г·см²/сек*; причем меньшие значения относятся к приборам,

работающим при значительных внешних перегрузках и вибрациях Такой вывод в значительной степени определяется тем, что наименьший нагрев имеет место для гироузлов средних размеров (разд. 4.4). Увеличение габаритов гироприбора ($D>6$ *см*) целесообразно с точки зрения точности лишь при невысоком уровне технологии изготовления ГД и отсутствии жестких требований к нему по внешним перегрузкам. Сверхминиатюрные приборы при прочих равных условиях по точности всегда уступают приборам средних габаритов, но, как правило, выдерживают большие перегрузки.

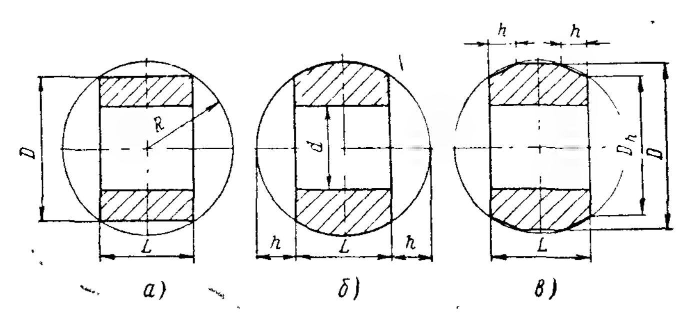


Рис. 6.1. Возможные формы маховиков, вписанные в сферу заданного радиуса

Габариты проектируемого прибора, а значит и гиродвигателя, определяются совокупностью конкретных требований, но после того как они выбраны, задача конструктора использовать наиболее эффективно отведенный ему объем (вес).

По условиям наиболее рационального использования объема гироприбора объем ГД, как правило, задается через *радиус R сферы*, в которую он должен быть вписан (рис. 6.1). Сферический объем, отводимый для ГД, накладывает ограничения на соотношения его размеров и поэтому они находятся в достаточно узких пределах. Это означает, что при выбранном материале маховика с плотностью $\varrho_м$ момент инерции ГД во многом уже предопределен заданным радиусом сферы, следовательно, предопределенным оказывается и *кинетический момент* ГД.

Для цилиндрического маховика (рис. 6.1,*а*) кинетический момент выражается:

через радиус R

$$H = 1{,}025\cdot 10^{-2}\varrho_м nL\,[16R^4 - 8R^2L^2 + L^4 - d^4]\ г\cdot см^2/сек, \qquad (6.1)$$

через наружный диаметр маховика

$$H = 1{,}025\cdot 10^{-2}\varrho_м \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right]\frac{L}{D}\,D^5 n. \qquad (6.1а)$$

Радиус сферы связан здесь с наружным диаметром маховика следующим равенством:

$$D=\sqrt{4R^2-L^2}.$$

Для маховика с внешней сферической поверхностью (см. рис. 6. 1,*б*)

$$H=1{,}025\cdot10^{-2}\varrho_{\text{м}}n\cdot L\left[16R^4-\frac{8}{3}R^2L^2+\frac{1}{5}L^4-d^4\right]. \qquad (6.2)$$

На практике внешняя сферическая поверхность симметричного маховика часто заменяется двумя коническими и цилиндрической поверхностями как более технологичными (см. рис. 6. 1,*в*).

Для такого маховика

$$H=0{,}205\cdot10^{-2}\varrho_{\text{м}}n\left[5(L-2h)(D^4-d^4)+2h\frac{D^5-D_h^5}{D-D_h}-10hd^4\right], \qquad (6.3)$$

где

$$D_h=\sqrt{4R^2-L^2};\quad D=\sqrt{4R^2-(L-2h)^2}.$$

Достаточно определенная связь между габаритами и кинетическим моментом ГД позволяет включать в техническое задание в качестве исходной величины кинетический момент. В этом случае габариты ГД непосредственно вытекают из заданного H. Предварительная оценка габаритов ГД по заданному H для упрощенной формы маховика в виде полого цилиндра может быть осуществлена с помощью номограммы, приведенной на рис. 6. 2.

Указанное различие в способе задания габаритов ГД принципиально не меняет подход к его проектированию.

Ограничение по массе, включаемое в техническое задание, должно быть согласовано с габаритами ГД. Массу маховика легко найти при известном материале и размерах. Масса собственно электродвигателя может быть оценена как 0,3—0,5, а всего гироузла как 1,5—2 от массы маховика, причем диаметр гироузла можно найти через наружный диаметр маховика как (1,1—1,2) $\cdot D$.

Обеспечение требуемой точности прибора требует решения целого комплекса вопросов, в том числе выполнения соответствующих конструктивных и технологических мероприятий, которые неизбежно увеличивают его стоимость. Максимальную точность прибору обеспечит ГД с максимальным отношением кинетического момента к величине случайных моментов, им определяемых. Поскольку это отношение практически оценить и измерить невозможно, в техническом задании обычно указывается более частная характеристика ГД — *допустимая нестабильность центра его масс.* Из условий требуемой точности может быть также сделан ряд ограничений по энергетическим показателям ГД.

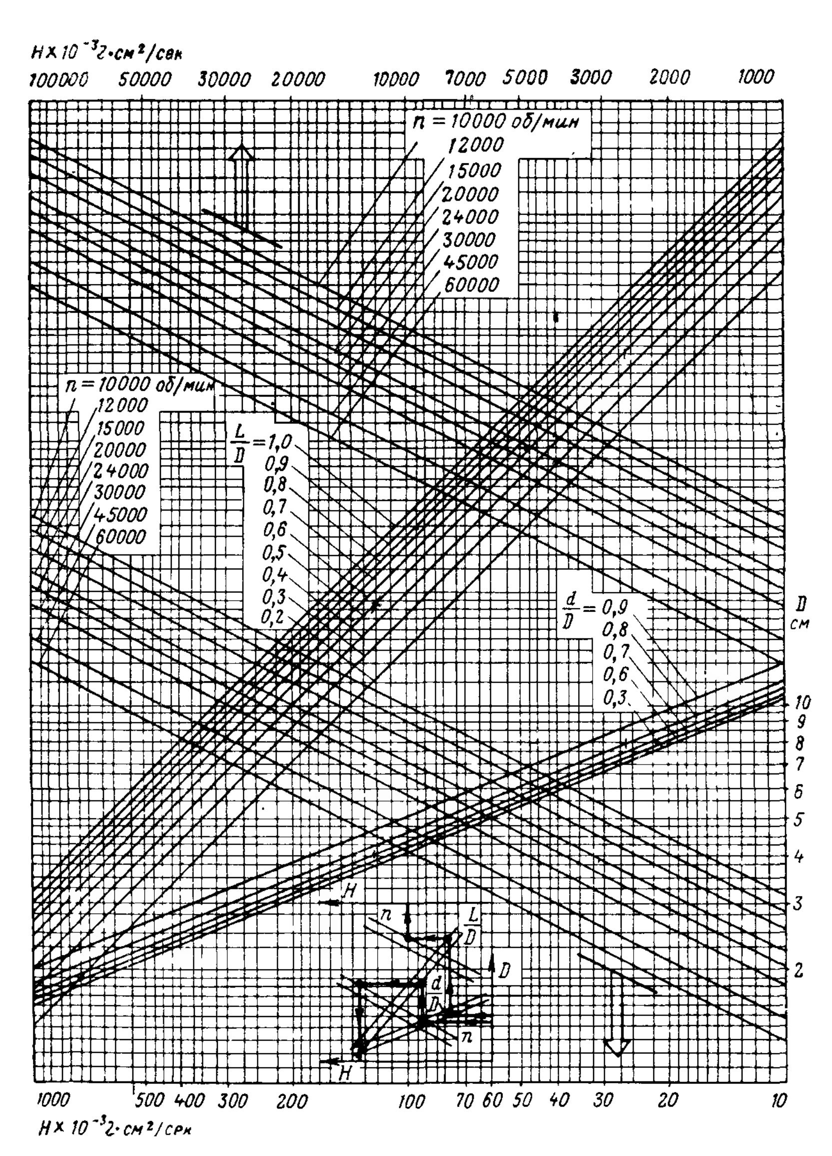


Рис. 6.2. Номограмма для подсчета кинетического момента цилиндрического маховика [по (6.1 *а*); плотность материала маховика принята $\varrho_м = 7{,}8$ *г/см*^{3}]

В современной специальной технике часто первостепенное значение имеют требования по времени готовности, по окончании которого во всех элементах гироприбора должен установиться номинальный режим, а сам прибор — обеспечивать гарантированную точность. Это время определяется обычно временем готовности ГД и связано с установлением его скорости вращения и теплового режима. Время установления теплового режима всегда больше времени разбега ГД, но в большинстве случаев время разбега характеризует время установления теплового режима. Учитывая это, за основной параметр, характеризующий готовность ГД, принимают его *время разбега*. Снижение времени разбега достигается, как правило, лишь за счет проигрыша в показателях ГД в номинальном режиме, а значит и в точности прибора. Время разбега — наиболее важный параметр для ГД разового и кратковременного действия. При длительном режиме работы требование ко времени разбега не столь критично или порой даже отсутствует. Однако и здесь реально время разбега ограничено, так как для обеспечения надежной работы ГД необходим запас по моменту электродвигателя.

При длительном режиме работы существенное значение имеет *долговечность*. Она ограничена долговечностью высокоскоростных шарикоподшипников и обычно определяет долговечнсть прибора в целом.

Таким образом, основными исходными данными на проектирование ГД являются:

1. Габариты: радиус сферы или диаметр маховика. Может быть задан и кинетический момент с указанием допустимых пределов его изменения при работе ГД или задаются ограничения как по габаритам, так и по кинетическому моменту.
2. Ограничение по массе гироузла.
3. Тип электродвигателя.
4. Тип среды (воздух, водород, гелий) и ее давление.
5. Скорость вращения.
6. Время разбега.
7. Режим работы.
8. Долговечность и надежность.
9. Условия эксплуатации (температура, радиоактивность и влажность окружающей среды, высотность, величина линейных перегрузок, ударов, вибраций).

Для конкретных условий назначения и применения, помимо основных данных, в техническое задание могут быть включены также и дополнительные ограничения по:

— присоединительным размерам и некоторым габаритам;
— применению конструкционных материалов;
— меридиональному моменту инерции;
— потребляемой мощности и току, а также по кратностям пусковой мощности и тока;

— номинальным параметрам источника питания: напряжению, частоте и числу фаз.

Данные последнего пункта и дополнительные сведения о стабильности частоты и напряжения источника питания включаются в техническое задание, если гироскоп питается от бортовой сети или если в системе, питаемой от одного источника, проектируемый ГД должен заменить один из ранее применявшихся.

Чаще (особенно для приборов высокой точности) используются автономные источники питания, так как из условий стабильности характеристик требования по точности поддержания напряжения и, главным образом, частоты здесь более жестки, чем для других потребителей.

В этом случае число фаз, частота и напряжение источника определяются требуемыми характеристиками гироприбора и в зависимости от конкретных условий могут варьироваться, естественно, в пределах существующих норм.

Источники питания обычно выпускаются на частоту 400, 500 и 1000 *гц*. При выбранной скорости вращения ГД требуемая частота определяется числом его полюсов. Линейное напряжение $U_л$ обычно равно 36 *в* для частоты 400 *гц* и 40 *в* для 500 и 1000 *гц*. Разница в напряжениях 36 и 40 *в* позволяет иногда использовать одни и те же гироприборы и на 400, и на 500 *гц*.

При высоких напряжениях обмотка статора имеет большое число витков малого сечения, что нежелательно с точки зрения стабильности конструкции, использования пазового слоя и возрастания потерь в обмотке. При низких напряжениях у ГД большой ток и сечение провода, что приводит к увеличению открытия паза и потерь в роторе, а главное — к увеличению сечения токоподводов и моментов в них.

Задание на проектирование подразумевает, что при обеспечении основных требований ГД должен иметь максимальный к. п. д. и минимальные потребляемую мощность и нагрев.

Чтобы грамотно составить техническое задание на проектирование ГД, конструктор гироприбора должен хотя бы в первом приближении оценить основные параметры возможных вариантов ГД. Подобный предварительный анализ технического задания производится и разработчиком гиродвигателя. В этом отношении могут быть полезны приведенные в книге номограммы для определения кинетического (см. рис. 6.2) и аэродинамического (см. рис. 4.10) моментов, опытные данные по моменту трения в подшипниках (см. рис.3.10), по к.п.д. $\eta_н$, $\cos\varphi_н$ и времени разбега (см. рис. 5.7, 5.8 и 5.22), по долговечности подшипников (табл. 3.3).

В изложенной далее методике проектирование ведется по основным указанным исходным данным. Возможные ограничения учитываются либо при выборе соответствующих параметров, либо специальными проверками. В каждом конкретном варианте задания можно найти свое оптимальное решение, если ясна суть общей задачи проектирования.

6.2. ВЫБОР СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ

Скорость вращения существенно влияет как на характеристики ГД, так и на характеристики прибора в целом. Практически она определяет долговечность прибора, которая ограничена главным образом долговечностью шарикоподшипников ГД. Часто именно из соображений долговечности и выбирают скорость ГД (см. табл. 3.3). При увеличении скорости во вращающихся частях возрастают механические напряжения, которые могут накладывать дополнительные ограничения, особенно для крупных маховиков из тяжелого сплава.

Рассмотрим основные показатели ГД при изменении скорости вращения n, но сохранении постоянным кинетического момента или внешних габаритов.

H = const. Если соотношение размеров ГД $\left(\frac{d}{D} \text{ и } \frac{L}{D}\right)$ сохранять постоянным, то наружный диаметр D изменится пропорционально $n^{-0,2}$, масса m—$n^{-0,6}$, а поверхность теплоотдачи — $n^{-0,4}$. Мощность аэродинамических потерь ГД, работающего в воздухе, пропорциональна $n^{1,8}$, а потери на трение в подшипниках — $n^{1,3}$. Общая мощность механических потерь $P_{2н}$ будет изменяться примерно пропорционально $n^{1,5}$—$n^{1,7}$ (меньшая степень для миниатюрных и работающих в вакууме или «легких» средах ГД), коэффициент теплоотдачи — $n^{0,6}$, а перегрев обмотки статора $\Delta t_а$, если не учитывать теплопроводность, изменение к. п. д. и перепадов температуры внутри ГД будет примерно пропорциональным $n^{1,3}$—$n^{1,5}$.

В определенной степени эти соотношения характеризует табл. 6.1. Некоторый разброс относительных значений параметров по реальным и расчетным данным объясняется тем, что сравниваемые ГД не имеют строго одинаковых соотношений размеров и к. п. д.

Приведенные данные свидетельствуют о существенном росте потребления и нагрева ГД при увеличении скорости его вращения. Это, в свою очередь, вызывает увеличение температурных деформаций, размеров токоподводов и моментов в них. Кроме того, увеличивается износ подшипников и в силу этого вероятные смещения центра масс, разбалансировка и вибрации ГД. Хотя составляющие дрейфа, зависящие от массы ГД, из-за ее уменьшения снижаются, но в итоге, обычно начиная со скоростей, бóльших (24—30) · 10^3 *об/мин*, точность прибора не только не возрастает, но даже и уменьшается.

D=const. Часто считается, что повышение скорости ГД при сохранении его размеров может дать значительное увеличение точности из-за возрастания кинетического момента. Однако и здесь, помимо возрастания износа, разбалансировки и вибраций, существенно увеличиваются механические потери, потребляемая мощность, нагрев и время разбега. Для иллюстрации на рис. 6.3 приведены некоторые характеристики работающего в воздухе АГД с D=5 *см*. В итоге и здесь при заметном повышении скорости

Таблица 6. 1

Сравнительные данные реальных ГД с одинаковым кинетическим моментом при различной скорости вращения (рабочая среда—воздух)

H $г \cdot см^2/сек$	n об/мин	D см	$\frac{d_1}{D}$	$\frac{L}{D}$	m г	$P_{2н}$ вТ	$P_{1н}$ вТ	$\eta_н$	$\Delta t_а$ °C	$t_р$ сек
$1 \cdot 10^6$	22.200	4,3	0,465	0,66	190	2,4	5,5	0,436	18,4	49
	42.600	3,7	0,54	0,65	120	7,63	18,5	0,413	32,5	51
Относительные значения*	1,92	0,86	—	—	0,63	3,17	3,35	0,945	1,77	—
$2 \cdot 10^6$	22.400	5,0	0,5	0,49	310	4,2	8	0,525	21,3	70
	43.800	4,3	0,465	0,66	190	12,8	25,7	0,498	53	76
Относительные значения	1,95	0,86	—	—	0,613	3,05	3,22	0,95	2,48	—
$4 \cdot 10^6$	22.200	5,5	0,545	0,517	450	7,0	10	0,7	10	80
	44.400	5,0	0,5	0,49	310	22	37,5	0,59	29,2	80
Относительные значения	2	0,91	—	—	0,69	3,14	3,75	0,845	2,92	—
Расчетные относительные значения	1,92—2	0,86—0,87	—	—	0,65—0,66	2,7—3,25	—	—	2,33—2,83	—

* Под относительными значениями принято отношение параметров при бо́льшей скорости вращения к соответствующим параметрам при меньшей скорости.

(обычно более 30 000 *об/мин*) можно получить ухудшение точности прибора.

Таким образом, скорость вращения ГД необходимо выбирать с учетом конкретных требований, условий работы и типа прибора,

поскольку это во многом определяет «удельный вес» различных составляющих в общей сумме вредных кардановых моментов. Однако в общем для дешевых низкоточных гироскопов целесообразно увеличение скорости вращения, ограничиваемое обычно здесь лишь долговечностью. У прецизионных приборов рост скорости ограничивается и из условий точности, так что увеличение ско-

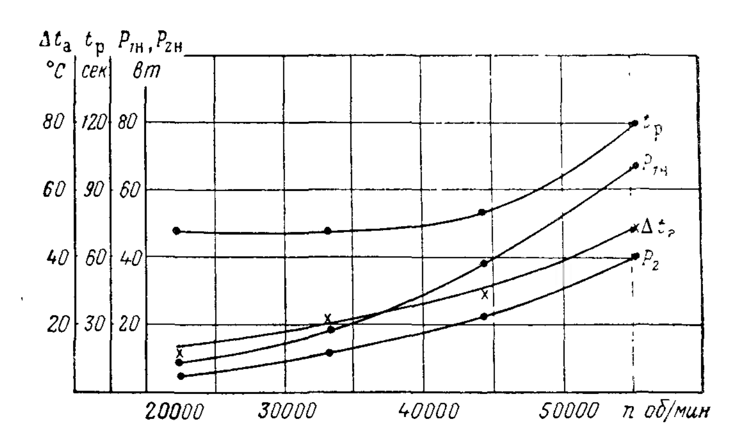


Рис. 6. 3. Зависимость характеристик ГД от скорости вращения (D=5 *см*, рабочая среда — воздух)

рости выше 30 000 *об/мин* для них обычно становится нежелательным. ГД со скоростью (50—60) · 10³ *об/мин* при современном уровне технологии целесообразно, как правило, выполнять лишь для недолговечных низкоточных гироскопов разового действия. Относительно большие скорости (при прочих равных условиях) допустимы для средних гироузлов, заполненных водородом пониженного давления.

Проведенный анализ приводит к выводу, что по мере роста требований к точности гироприборов скорее можно ожидать ограничения скорости до (20—30) · 10³ *об/мин* и даже некоторое снижение до (12—15) · 10³ *об/мин*, чем ее увеличение, как это иногда считается.

6. 3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ И ЕЕ ДАВЛЕНИЯ

Прежде чем ставить вопрос о выборе рабочей среды, необходимо оценить целесообразность герметизации гироузла. Коль скоро этот вопрос решен, давление и тип газа для заполнения гирокамеры выбираются главным образом из условия обеспечения максимальной точности прибора с учетом ряда конструкторских и технологических обстоятельств. Влияние рабочей среды на точность прибора проявляется через величину потребляемой мощности и на-

грев ГД, что связано с зависимостью аэродинамического сопротивления и теплоотдачи от параметров рабочей среды и с зависимостью электрических потерь двигателя от момента нагрузки.

Герметизация гирокамеры и заполнение ее более легкими и теплопроводными газами, чем воздух, обычно уменьшает нагрев гироузла, выравнивает температуру по его объему, сохраняет качество смазки и обеспечивает высокую стабильность скорости вращения, момента нагрузки, электрических и механических характеристик ГД при возможных изменениях внешних условий. Большинство современных гироузлов выполняются герметизированными. Однако для миниатюрных гироузлов герметизация и заполнение легкими средами влечет за собой даже некоторое увеличение нагрева. Это объясняется тем, что выигрыш в аэродинамических потерях здесь очень мал и не компенсирует возникающие из-за герметизации дополнительные перепады температуры: от газа гирокамеры к ее стенке и от внешней стенки к окружающей среде. Поэтому для таких ГД герметизацию нельзя считать целесообразной, если требования к точности невысоки. Во всех случаях негерметизированный гироузел имеет меньшие габариты, массу и стоимость.

Вакуумирование герметизированной гирокамеры полностью устраняет аэродинамические потери. Однако при вакуумировании значительно ухудшается теплопередача, которая осуществляется здесь через теплопроводность и излучение. Поэтому хотя потребляемая мощность ГД заметно снижается, его перегревы наоборот возрастают. Так, по экспериментам на ряде симметричных одностаторных ГД при переходе от воздуха к вакууму перепад температур между обмоткой и камерой увеличивается в 2,5—6 раз (бо́льшие значения относятся к меньшим ГД). Чтобы обеспечить достаточную теплопроводность в вакуумированном гироузле, необходимо существенно утяжелить его конструкцию. Кроме того, теплопередача за счет принудительной конвекции в гироузле более желательна, так как она дает лучшее выравнивание температур. Вакуумирование приводит и к ряду других технологических и эксплуатационных недостатков.

Заполнение гирокамеры газом, обладающим меньшей по сравнению с воздухом плотностью и по крайней мере не худшей теплоотдачей, обычно более целесообразно. Наилучшими свойствами в тепловом и аэродинамическом отношении обладают водород и гелий. Водород по сравнению с воздухом дает снижение аэродинамических потерь в 5—8 раз, а гелий — в 2,5—4 раза. При применении водорода теплоотдача возрастает в сравнении с воздухом в 1,7—2,4 раза, а при гелие — в 1,3—1,8 раза. Поэтому нагрев ГД снижается в бо́льшей степени, чем потребляемая мощность.

В табл. 6.2 приведены данные по потребляемой мощности и перегреву обмотки статора ГД в различных рабочих средах. Замет-

ные преимущества не только по нагреву, но и по потребляемой мощности дают водород и гелий при заполнении ими крупных гироузлов.

Таблица 6.2

Сравнительные данные ряда ГД в различных рабочих средах

Наружный диаметр D *см*	Синхронная скорость n_c *об/мин*	Воздух 1 *ат*		Гелий 1 *ат*		Водород 1 *ат*		Вакуум (2÷3 *мм рт. ст.*)	
		$P_{1н}$ *вт*	Δt_a °C	$P_{1н}$ *вт*	Δt_a °C	$P_{1н}$ *вт*	Δt_a °C	$P_{1н}$ *вт*	Δt_a °C
3,1	24 000	3,7	15,6	3,1	9,6	3	5,5	3,0	63
4,1	24 000	6,25	16,2	3,75	8,4	3,75	7,4	3,75	29
4,1	48 000	22	80	—	—	7,5	36	5,0	88
5,5	24 000	8,75	10,8	3,75	4,4	3	2,8	—	25,5
6,8	24 000	21,9	17,2	9,4	8,6	7	8,0	6,9	55,8
7,0	24 000	25	18	9,5	8,0	8,9	6	8,7	26
8,7	12 000	—	—	—	—	6	25	4,0	38

Ограничением по применению водорода является его взрывоопасность, высокая текучесть и химическая активность. Последняя может приводить при отсутствии пропитки к разрушению изоляции обмоточных проводов. В отдельных случаях нельзя применять и чистый гелий из-за его низкой электрической прочности, примерно в 2 раза меньшей, чем у водорода, и в 3 раза, — чем у воздуха. При напряжении питания ГД более 115 *в* к гелию следует добавлять до 5% углекислого газа, что значительно повышает пробивное напряжение, не сказываясь практически на аэродинамике и теплоотдаче.

В ы б о р д а в л е н и я рабочей среды, заполняющей гироузел, следовало бы производить из условий максимального выравнивания теплового поля по объему всего прибора. Это означает, что, с одной стороны, необходима минимальная температура нагрева гироузла по отношению к остальным элементам прибора, а с другой стороны, — минимальные перепады температуры внутри гироузла. Первое обеспечивается при минимальном давлении газа внутри камеры, ибо при этом потребляемая мощность ГД минимальна. Второе — имеет место при максимальном давлении, так как при снижении давления потребляемая мощность уменьшается в меньшей степени, чем теплоотдача. Поэтому при выборе давления газа нужен какой-то компромисс. Показателем того, что в определенной степени удовлетворяется и первое и второе требования,

можно считать минимальный перегрев обмотки статора ГД над температурой среды, окружающей гироузел. Правильный выбор давления внутри гироузла соответствует минимуму этого перегрева, который наиболее явно выражен у крупных высокоскоростных ГД, особенно если мала доля теплопроводности.

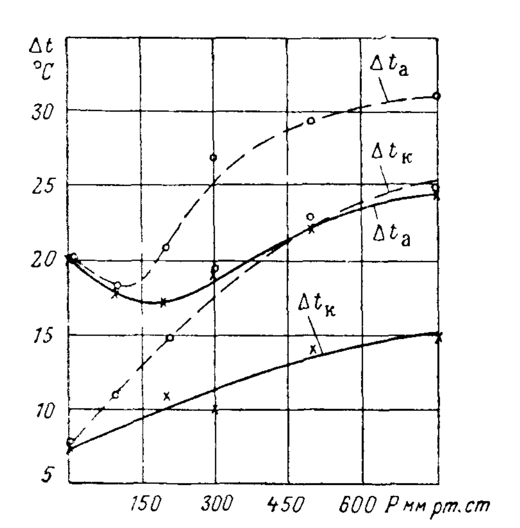


Рис. 6.4. Перегрев корпуса $\Delta t_к$ и обмотки $\Delta t_а$ над температурой пространства, окружающего корпус, в зависимости от давления газа, заполняющего гироузел (опытные данные):

—о—о— для гелия; х—х—х—для водорода

На рис. 6.4 и в табл. 6.3 показано изменение основных перепадов температуры асинхронного гироузла, заполненного водородом и гелием, в зависимости от давления среды.

Практически *для всех средних и крупных гироузлов с $n=(20—30)\cdot 10^3$ об/мин оптимальное давление при применении гелия следует считать равным 50—300 мм рт. ст., а при применении водорода — 150—400 мм рт. ст.* (меньшие давления соответствуют ГД с $D \geqslant 8$ *см*). При увеличении скорости до $(50—60)\cdot 10^3$ *об/мин* оптимальные давления уменьшаются примерно в два раза. Чем крупнее гироузел, тем более явный оптимум давления. У миниатюрных ГД он очень пологий, причем может оказаться даже выше атмосферного давления.

Таблица 6.3

Сравнительные данные гироузла с $H=10^8$ *г·см²/сек* и $n_c=24.000$ *об/мин* при заполнении его различными средами

Рабочая среда и давление в *мм рт. ст.*		вакуум—2	водород—200	гелий—100	водород—740	гелий—740	воздух—500
Потребляемая мощность $P_{1н}$ в *вт*		10	12	13,5	19,5	26	58
Перегревы над окружающей средой в °С	Корпуса $\Delta t_к$	8	11	12	18	24	52
	Обмотки статора $\Delta t_а$	20	17	18	24	30	69

В широком диапазоне давлений от 740 до 300 *мм рт. ст.*, как следует из результатов экспериментов, градиенты температур внутри гироузла меняются слабо. Учитывая, что с уменьшением давления уменьшается потребляемая мощность, можно для всех случаев (даже при миниатюрных ГД) рекомендовать давление $\leqslant$400 *мм рт. ст.*

Давление около половины атмосферного выгодно также с конструктивной и технологической точек зрения. При полетах на больших высотах кожух испытывает растягивающие усилия, а в наземных условиях, наоборот, сжимающие. Поэтому и при полном, и при малом давлении газа в гироузле требуется конструктивное усиление кожуха. При указанном же давлении в гироузле кожух может быть выполнен более тонким. Технологически заполнение гирокамеры и контроль давления в ней также затруднен как при низких давлениях, так и при близких к атмосферному. Малые давления не рекомендуются по соображениям стабильности общего момента сопротивления, так как возможно изменение момента трения в подшипниках и гажение материалов.

Все изложенное справедливо и при применении смеси газов. Выигрыш в аэродинамических потерях и теплоотдаче по сравнению с воздухом может быть здесь также оценен по плотности и вязкости смеси газов (см. гл. четвертую).

6.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ

Под основными размерами ГД понимаются наружный D и внутренний d диаметры маховика, а также его длина L. Для того, чтобы по заданному радиусу сферы R или по кинетическому моменту H определить основные размеры ГД, необходимо прежде выбрать их соотношение.

Отношение внутреннего диаметра маховика к наружному

Выбирая отношение $\frac{d}{D}$, мы по существу распределяем объем ГД между маховиком и собственно электродвигателем *. От решения этого вопроса во многом зависят к. п. д., потребляемая мощность и нагрев ГД.

Нельзя считать правильным, если объем электродвигателя выбирается без достаточного учета конкретных требований, предъявляемых к данному гироскопу. Как бы ни была грамотно спроектирована электромашинная часть, занижение отведенного под нее объема неизбежно приводит к ухудшению характеристик ГД,

* Так как маховик и электродвигатель (его статор и ротор) занимают основной объем ГД, то такая постановка задачи хотя и несколько упрощена, но наглядна.

а в итоге и прибора. Не верна в общем виде и постановка вопроса в такой форме — «какой объем необходим для хорошего электродвигателя?». Хотя лучшие энергетические показатели будут при прочих равных условиях у двигателя бо́льших размеров, но это не всегда означает улучшение характеристик ГД и прибора в целом. Правильное решение этой задачи надо искать лишь в совместном анализе влияния распределения объемов на энергетические, весовые, аэродинамические и другие характеристики, а однозначный ответ может быть получен в ходе такого анализа для каждого конкретного случая.

Рассмотрим влияние $\frac{d}{D}$ на различные параметры ГД для маховика в виде полого цилиндра (рис. 6.1, а). Отличие реальной формы маховика от цилиндрической и неучет момента инерции ротора электродвигателя несколько повлияют на количественные, но не меняют качественных результатов. Точно также конструктивные условия (размещение подшипниковых узлов, прочность маховика, возможность его скрепления с крышками и т. д.) ограничат анализируемые пределы изменения $\frac{d}{D}$, но не повлияют на общие выводы и тенденции в этом вопросе.

Увеличение отношения $\frac{d}{D}$ при данном размере маховика уменьшает кинетический момент ГД в отношении $\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]$ (см. рис. 6.5), а массу маховика — пропорционально $\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]$. Если кинетический момент неизменен, то при $\frac{L}{D}=\text{const}$ с ростом $\frac{d}{D}$ увеличивается наружный диаметр и длина маховика в отношении $\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]^{-0,2}$, растет масса (хотя масса самого маховика и уменьшается) и увеличивается момент сопротивления ГД.

Так как выбор отношения $\frac{d}{D}$ непосредственно определяет объем электродвигателя, то, следовательно, влияет и на его характеристики. Зависимость к. п. д. от $\frac{d}{D}$ иллюстрирует рис. 6.5, построенный по результатам расчета оптимальных СГД симметричной одностаторной конструкции со скоростью 24 000 *об/мин* при неизменной относительной длине двигателя — $\frac{L_1}{d_{\text{н}}}$. Следует отметить, что для малых ГД снижение $\frac{d}{D}$ приводит к большему уменьшению к. п. д. и поэтому их целесообразно выполнять с относительно бо́льшим $\frac{d}{D}$.

Рост $\frac{d}{D}$ при постоянном кинетическом моменте также приводит к увеличению к. п. д., но одновременно возрастает и требуемая мощность $P_{2н}$. На рис. 6.6 приведены результаты расчета СГД, работающего в воздухе, с $H=4 \cdot 10^6$ *г·см²/сек* и $n=24\,000$ *об/мин*. Потребляемая мощность $P_{1н}$ с ростом d/D первоначально уменьшается из-за увеличения к. п. д., а затем вновь возрастает, так как существенно увеличиваются аэродинамические потери. Для ГД

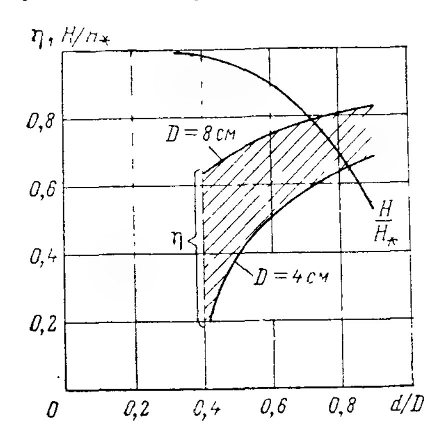


Рис. 6.5. Изменение к. п. д. и кинетического момента от соотношения диаметров маховика (H_* — кинетический момент сплошного цилиндра)

Рис. 6.6. Характеристики СГД заданного кинетического момента при изменении отношения диаметров маховика $\left(H=4 \cdot 10^6 \frac{Г \cdot см^2}{сек}\right)$

с другими кинетическими моментами также наблюдается существование минимума $P_{1н}$, причем у меньших ГД он имеет место при бóльших $\frac{d}{D}$.

Результаты расчетов позволяют рекомендовать рациональные соотношения $\frac{d}{D}$, значения которых совпадают с таковыми для реальных оптимально спроектированных ГД: $\frac{d}{D} \approx 0{,}7$—$0{,}85$.

Наибольшие значения $\frac{d}{D} = 0{,}8$—$0{,}85$ выбираются для миниатюрных ГД. Для сверхминиатюрных ГД ротор электродвигателя иногда одновременно является и маховиком и здесь условно $\frac{d}{D} = 1$. Для средних ГД $\frac{d}{D} \approx 0{,}7$—$0{,}8$, а для крупных — еще меньше. При прочих равных условиях для ГД с малым временем разбега ($[t_р] < 0{,}4$) должны быть выбраны бóльшие значения $\frac{d}{D}$. Так как

у крупных ГД изменение d в меньшей степени влияет на к. п. д., то для них возможно применять так называемые облегченные конструкции (см. рис. 2.4), в которых диаметр электродвигателя $d_н<d$ и отношение $d_н/D \leqslant 0{,}5$. Однако применение подобной конструкции для миниатюрных ГД — нерационально.

Отношение длины и диаметра маховика

При изменении длины маховика L и постоянных его диаметрах D и d пропорционально изменяются вес и кинетический момент ГД. Увеличению длины препятствуют:

— требование вписываемости ГД в сферу;

— увеличение температурных деформаций за счет большей длины теплоотводов и больших градиентов температур;

— ухудшение динамических свойств прибора из-за роста момента инерции относительно осей рамок.

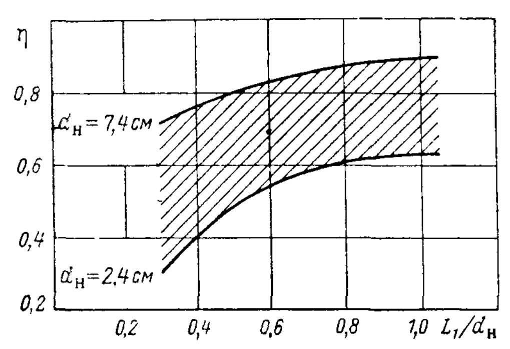


Рис. 6.7. Зависимость к. п. д. от соотношения размеров электродвигателя

Основным препятствием сокращения длины маховика является уменьшение к. п. д. электродвигателя из-за уменьшения его длины L_1. Так как объем лобовых частей при этом не меняется, то полезный объем статора уменьшается особенно заметно. Для примера на рис. 6.7 приведены расчетные зависимости к. п. д. от изменения относительной длины электродвигателя. Для миниатюрных ГД это уменьшение значительнее, потому что у них бо́льшую долю потерь составляют потери в меди. Так как двухстаторные конструкции имеют два двигателя с малым $L_1/d_н$, то за счет удвоения лобовых частей они принципиально уступают одностаторным в к. п. д., особенно при двухполюсном исполнении.

Если постоянен кинетический момент и отношение $\frac{d}{D}$, то при увеличении $\frac{L}{D}$ диаметр маховика уменьшается в отношении $\left(\frac{L}{D}\right)^{-0,2}$, но его длина и полная длина статора растут пропорционально $\left(\frac{L}{D}\right)^{0,8}$, а вес — пропорционально $\left(\frac{L}{D}\right)^{0,4}$. Механические потери в реальном диапазоне $\frac{L}{D}$ практически остаются постоянными.

Для одностаторных «сухих» ГД следует выбирать $\frac{L}{D} \approx 0{,}4—0{,}6$, а для двухстаторных — до 0,8—0,9. В облегченных ГД, предназначенных для поплавковых приборов, обычно $\frac{L}{D} = 0{,}2 \div 0{,}5$, но здесь длина статора может быть существенно больше длины маховика (см. рис. 2. 4).

Основные размеры

Если выбраны соотношения $\frac{d}{D}$, $\frac{L}{D}$ и задан радиус R сферы, в которую должен вписаться ГД, то основные размеры его определяются конструктором непосредственно при прочерчивании внешнего профиля конструкции. Пример такой предварительной конструктивной «прикидки» показан на рис. 6. 8, а.

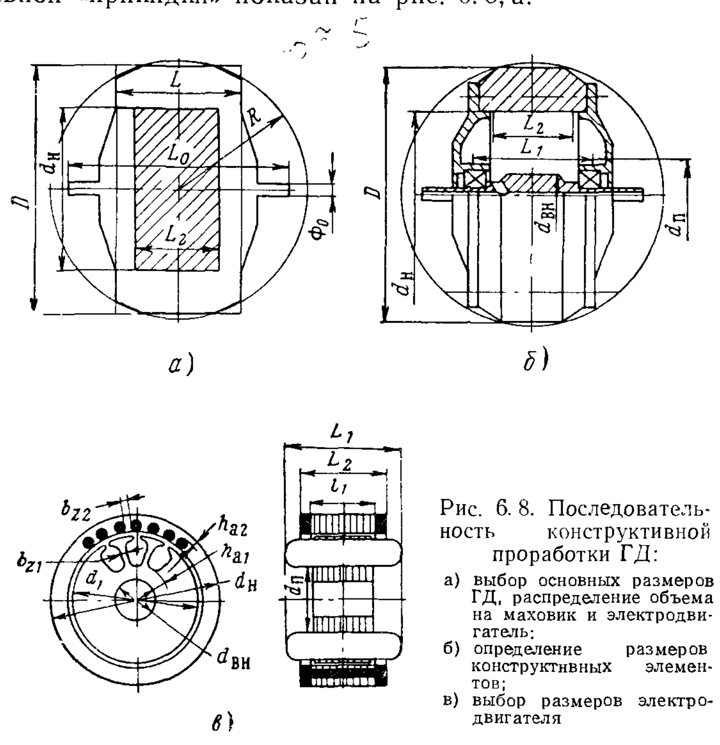


Рис. 6. 8. Последовательность конструктивной проработки ГД:

а) выбор основных размеров ГД, распределение объема на маховик и электродвигатель;
б) определение размеров конструктивных элементов;
в) выбор размеров электродвигателя

Если задан кинетический момент, то основные размеры ГД необходимо рассчитать. На данном этапе можно найти размеры маховика ГД лишь приближенно, так как в создании кинетического момента участвуют и другие вращающиеся элементы (крышки, ротор, диафрагма и пр.), размеры которых пока неизвестны.

Для маховика в виде цилиндра из материала с плотностью $\varrho_м$ внешний диаметр по (6.1, а)

$$D=\sqrt[5]{\frac{0{,}975\cdot 10^2\cdot H}{n_с\,(1-s_н)\,\frac{L}{D}\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]\cdot\varrho_м}}\ см. \qquad (6.4)$$

В формуле (6.4) не учитывается реальная форма маховика и та доля в кинетическом моменте, которая создается ротором электродвигателя и крышками (или диафрагмой). Момент инерции крышек (или диафрагмы) составляет обычно от 5 до 10%, а ротора электродвигателя — 2÷20% от общего момента инерции всех вращающихся частей. Поэтому в общем случае их следует учитывать.

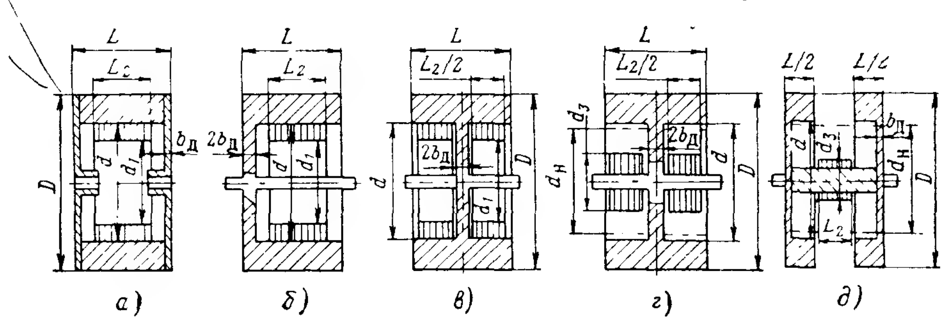


Рис. 6.9. Принципиальные схемы маховиков с роторами электродвигателей обращенного (*а, б, в*) и нормального (*г* и *д*) исполнений

На рис. 6.9 упрощенно показаны наиболее распространенные формы маховиков: без возможных скосов, скруглений, отверстий для охлаждения, винтов и пр. При принятых на рис. 6.9 обозначениях (пренебрегаем в силу малости моментом инерции вала) наружный диаметр маховика ГД обращенного исполнения *

$$D=\sqrt[5]{\frac{0{,}975\cdot 10^2\cdot H}{n_с\,(1-s_н)\cdot\frac{L}{D}\left\{\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]\varrho_м+\left(\frac{d}{D}\right)^4\left[\frac{L_2}{L}\left(1-\frac{1}{k_d^4}\right)\cdot\varrho_2-\frac{2b_д}{L}\cdot\varrho_к\right]\right\}}} \qquad (6.5)$$

Здесь $n_с$ — синхронная скорость вращения;

$s_н$ — номинальное скольжение. Для СГД $s_н=0$, а у АГД $s_н=0{,}02$—$0{,}13$. Большие значения $s_н$ — у миниатюрных АГД и при относительно большом времени раз-

* Для ГД нормального исполнения доля момента инерции ротора электродвигателя невелика (обычно менее 2%) и может не учитываться при определении основных размеров.

бега. Для большинства АГД, работающих в воздухе, $s_н = 0{,}05$ 0,1, а для работающих в вакууме и легких средах (за исключением сверхминиатюрных и миниатюрных ГД) — 0,02—0,05;

$\varrho_м$, $\varrho_к$ и ϱ_2 — соответственно плотности материала маховика, крышек (диафрагмы) и ротора электродвигателя; $\varrho_м$ и $\varrho_к$ выбираются по табл. 2.2. Для применяемых гистерезисных материалов $\varrho_2 = 7{,}8$ *г/см*^{3}. Средняя плотность ротора с алюминиевой беличьей клеткой — $\varrho_2 \approx \approx 5{,}5$ *г/см*^{3}, а с медной ≈ 8 *г/см*^{3};

$k_d = \frac{d_н}{d_1}$ — отношение наружного диаметра электродвигателя к диаметру его статора (выбирается по рис. 7.3);

$b_д$ — толщина крышки или половина толщины диафрагмы;

L_2 — длина ротора (для ГД с двумя электродвигателями L_2 обозначает длину двух роторов — рис. 6.9).

Толщина крышки обычно составляет $b_д = 0{,}05 \div 0{,}15$ *см*. Крышки должны быть жесткими, но и достаточно эластичными, чтобы не создавать перенапряжений в подшипниках. Для диафрагмы предъявляются лишь требования максимальной жесткости и прочности. Ее толщина обычно $2b_д = 0{,}3 \div 0{,}6$ *см* (бо́льшие значения относятся к большим ГД). Отношение $\frac{2b_д}{L}$ для крышек может быть выбрано в пределах $0{,}06 \div 0{,}1$, а для диафрагмы — $0{,}08 \div 0{,}12$.

Длина ротора L_2 для СГД лишь на $0{,}05 \div 0{,}2$ *см* превышает длину пакета статора во избежание возможных их смещений при сборке. У АГД для достижения наибольшего размера к. з. колец клетки длина L_2 выбирается максимально возможной по условиям размещения внутри ГД. В среднем для АГД — $\frac{L_2}{L} \approx 0{,}7—0{,}9$, а для СГД — 0,3—0,5.

Предварительно масса вращающихся частей ГД (при обращенном исполнении)

$$m_м = \frac{\pi}{4} D^3 \frac{L}{D} \left\{\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]\varrho_м + \left(\frac{d}{D}\right)^2 \left[\frac{L_2}{L}\left(1 - \frac{1}{k_d^2}\right)\varrho_2 + \frac{2b_д}{L}\,\varrho_к\right]\right\} \text{ г}. \quad (6.6)$$

В ходе последующей конструктивной проработки уточняются все размеры ГД, момент инерции и вес.

6.5. ЭТАПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

В соответствии с исходными данными технического задания проектирование ГД производится в следующем порядке:

1. Выбор конструктивных материалов (разд. 2.3).
2. Определение основных размеров (разд. 6.4).

3. Предварительное определение размеров конструктивных элементов (крышки, диафрагмы и пр.).

4. Первоначальная конструктивная «прикидка» (см. рис. 6.8, *а*), позволяющая выявить профиль внешней конфигурации, предварительное распределение объема ГД на маховик и электродвигатель.

Практически разработка конструкции ГД производится одновременно с определением его основных размеров и размеров конструктивных элементов.

5. Выбор подшипников и предварительной осевой нагрузки (разд. 3.2).

6. Проверка маховика и оси (вала) на механическую прочность (разд. 2.4), расчет на равножесткость.

7. Разработка эскиза конструкции, конструктивная компоновка всех элементов ГД (см. рис. 6.8, *б*). Этот этап проводится практически параллельно с механическими расчетами и расчетом размерных цепей. К этому моменту предварительно найдены или выбраны размеры всех элементов ГД, исключая размеры ротора и статора собственно электродвигателя.

На данной стадии уточняются все конструктивные размеры и конфигурация различных элементов. Так, из условия вписываемости ГД в сферу на маховике выполняются либо скругления, либо скосы под углом в 10—30° к оси вращения. Угол конусности крышек (от 0° до 45°) выбирается из условия их равножесткости по двум перпендикулярным направлениям в сборе с маховиком (практически идеально жестким телом). Иногда крышки специально выполняют неравножесткими для компенсации неравножесткости других элементов, например оси.

Для улучшения теплоотвода от статора полезны отверстия в крышках или корпусе. Однако с тем, чтобы аэродинамические потери не возрастали, их следует по возможности приближать к оси вращения. Размеры и количество отверстий ограничиваются минимально допустимой жесткостью элемента.

8. Проверка массы ГД и момента инерции вращающихся частей.

ГД разбивается на элементарные объемы, масса и момент инерции которых легко находятся по табл. 6.4.

Момент инерции ротора электродвигателя определяется здесь предварительно. Его значение и суммарный момент инерции вращающихся частей могут быть уточнены после определения всех размеров электродвигателя. Массу электродвигателя также можно оценить ориентировочно по полному объему, отводимому в данной конструкции для электродвигателя, если его среднюю плотность принять ≈ 4 *г/см*^{3}.

Дальнейшая задача — выполнить в определенных габаритах электродвигатель, удовлетворяющий требованиям технического задания. Лишь после электромагнитного расчета, который подробно изложен далее, можно произвести тепловой расчет (разд. 4.5) и расчет возможных смещений центра масс.

Таблица 6.4

Формулы для расчета массы и момента инерции элементов маховика

Элементы маховика	Масса m, г	Момент инерции J, г·см^2
Полый цилиндр или диск	$\pi\rho h\,(R^2 - r^2)$	$\frac{\pi}{2}\rho h\,(R^4 - r^4)$
Полый усеченный конус	$\frac{\pi}{3}\rho h\left(R^2+Rr+r^2-3r_0^2\right)$	$\frac{\pi}{10}\rho h\left(\frac{R^5-r^5}{R-r}-5r_0^4\right)$
Шаровой сегмент	$\frac{\pi}{3}\rho h^2\,(3R-h)$	$\frac{\pi}{30}\rho h^3(20R^2-15Rh+3h^2)$
Шаровой слой	$\pi\rho L\left(R^2-r^2-\frac{1}{12}L^2\right)$	$\frac{\pi}{2}\rho L\left(R^4-r^4-\frac{1}{6}R^2L^2+\frac{1}{80}L^4\right)$
Диск с отверстиями	$\pi\cdot\rho\cdot h\cdot(R^2-m_0r^2)$ m_0 — число отверстий	$\frac{\pi}{2}\rho h\left(R^4-2m_0R_0^2r^2-m_0r^4\right)$

7—2462

Глава седьмая

Особенности электромагнитного расчета гиродвигателя

7.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО РАСЧЕТА

После того как выбраны основные параметры и найдены основные размеры гиродвигателя, могут быть определены исходные данные, относящиеся непосредственно к электродвигателю и необходимые для его проектирования. В числе таких данных должны быть габариты, требуемые полезная мощность (или момент) и параметры механической характеристики.

Габариты электродвигателя — это, в первую очередь, наружный диаметр $d_н$ и полная длина статора L_1, ограничивающие цилиндрический объем, отводимый под электродвигатель.

Выбор в качестве исходного полного объема двигателя, а не объема статора дает расчетчику большие возможности для наилучшего обеспечения требуемых характеристик путем максимального использования располагаемого объема и рационального его распределения на статор и ротор.

Для двигателей обращенного исполнения (рис. 7.1, *а*)* величина $d_н$ определяется непосредственно по внутреннему диаметру маховика $d_н=d$ и является наружным диаметром его ротора $d_н=d_2$.

При нормальном исполнении (см. рис. 7.1, *б*) диаметр $d_н$ является наружным диаметром статора $d_н=d_0$ и связан с внутренним диаметром маховика:

$$d_н=d-2\Delta_0-2\Delta_1, \qquad (7.1)$$

где $\Delta_0\approx0{,}05$—$0{,}1$ *см* — зазор между маховиком и приливом кожуха;

$\Delta_1\approx0{,}15$—$0{,}25$ *см* — толщина прилива кожуха под статор.

---

* На рис. 7.1 приведены эскизы ГД обращенного (*а*) и нормального (*б*) исполнения, применительно к которым и излагается далее методика проектирования. При других конструктивных схемах различия в расчете связаны лишь с определением геометрических размеров.

Система обозначений размеров на рис. 7.1 избрана таким образом, чтобы получить единую запись расчетных уравнений. *В дальнейшем верхние знаки в выражениях относятся к обращенному, а нижние — к нормальному исполнению ГД.*

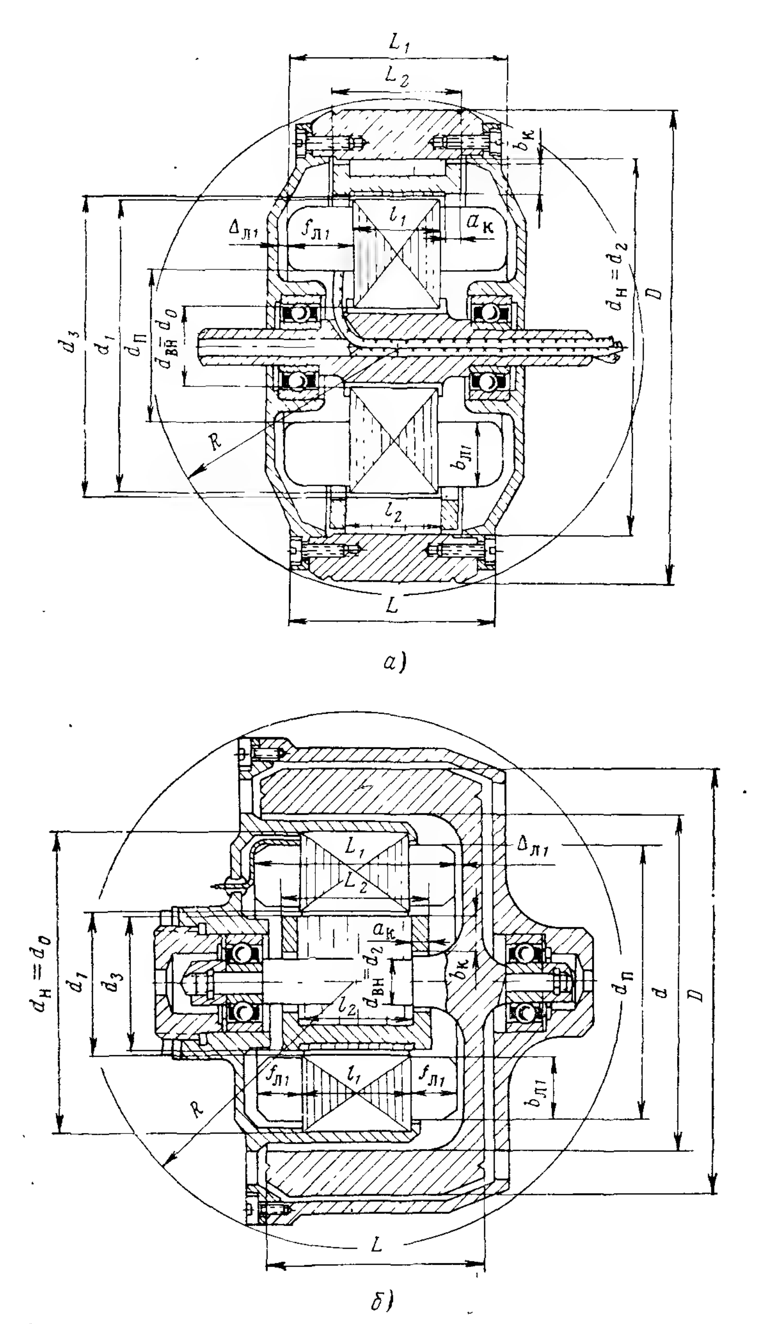


Рис. 7. 1. Обозначения основных размеров ГД обращенного (*а*) и нормального (*б*) исполнений

Полная длина статора с обмоткой L_1 определяется непосредственно по эскизу (см. рис. 7.1) гиродвигателя. Зазор $\Delta_{л1}$ между лобовыми частями и конструктивными элементами — крышкой, кожухом или диафрагмой ГД — обычно составляет 0,05—0,15 *см*.

Кроме того, обычно известны и другие размеры, ограничивающие размещение электродвигателя: его внутренний диаметр $d_{вн}$, максимальная длина пакета ротора L_2 (для АГД — вместе с короткозамкнутыми кольцами), а также диаметр $d_п$, ограничивающий размещение лобовых частей статора для обращенного исполнения — снизу, а для нормального — сверху.

Для ГД обращенного исполнения диаметр $d_{вн}$ является внутренним диаметром статора $d_{вн}=d_0$, для нормального — внутренним диаметром ротора $d_{вн}=d_2$ и связан с диаметром оси (вала) $d_в$ ГД. Так, например, для конструкции по рис. 7.1, *а*

$$d_{вн}=d_0=d_в+2\Delta_в, \tag{7.2}$$

где $\Delta_в \approx 0{,}05—0{,}15$ *см* — толщина втулки статора. Таким образом, электродвигатель должен быть выполнен в определенных габаритах, ограниченных найденными размерами $d_н$, $d_{вн}$, $d_п$, L_1 и L_2.

Для реальных ГД диаметр $d_н$ обычно 1,2—10 *см*. Наиболее распространенные соотношения геометрических размеров электродвигателей обращенного исполнения составляют: $\frac{L_1}{d_н} \approx 0{,}55—0{,}75$; $\frac{L_2}{d_н} \approx 0{,}35—0{,}6$; $\frac{d_{вн}}{d_н} \approx 0{,}2—0{,}3$; $\frac{d_п}{d_н} \approx 0{,}3—0{,}45$. Для ГД с двумя электродвигателями L_1 и L_2 здесь и далее обозначают длину соответственно одного статора и ротора и отношения $L_1/d_н$ и $L_2/d_н$ в этом случае могут быть до двух раз меньше, чем указанные.

Номинальный момент двигателя $M_н$ представляет собой момент собственных механических потерь:

$$M_н=M_а+M_{т.п} \text{ н·см}.$$

Аэродинамический момент $M_а$ определяется по рекомендациям разд. 4.2, а момент трения в подшипниках $M_{т.п}$ — разд. 3.3. Номинальная скорость вращения АГД определяется с учетом предварительно выбранной (разд. 6.4) величины скольжения $s_н$.

Максимальный момент двигателя $M_м$ и его кратность $k_м$ определяются по требуемому времени разбега, а также из условий надежной работы при возможных изменениях момента сопротивления, напряжения и частоты источника питания.

Для *асинхронного* ГД необходимая по заданному времени разбега кратность $k_м$ определяется по (5.25). Из условий надежной работы $k_м \geqslant 2$. Следует отметить, что если даже не время разбега, а другие требования являются определяющими, проектирование АГД также сводится к обеспечению двигателя с определенной крат-

ностью $k_м$. Например, при требуемой стабильности скорости $\Delta n_н \%$ и кратности пускового момента $k_п$ величина $k_м$ может быть найдена

$$k_м \geqslant \frac{(1+\gamma s_н)\sqrt{k_п \cdot s_н}}{s_н\left[2\sqrt{(1+\gamma s_н)-k_п \cdot s_н(1+\gamma)}+\gamma\sqrt{k_п \cdot s_н}\right]}. \qquad (7.3)$$

Здесь требуемая величина $s_н$ при данных значениях $\Delta n_н \%$, $\Delta \overset{*}{U}_н$, $\Delta \overset{*}{f}_п$ и $\Delta \overset{*}{M}_н$ находится по (5.8), а $\gamma_к$ предварительно может быть выбрана по рис. 5.5.

Для гистерезисного ГД кратность синхронного момента или перегрузочная способность $k_п$ из условия надежной работы в синхронизме может быть определена по (5.15) и $k_п \geqslant 1{,}25$. Максимальным моментом, развиваемым СГД, обычно является момент при пуске, и кратность максимального момента здесь $k_м = k_п \cdot c_м$. Требуемая по заданному времени разбега кратность $k_м$ определяется из (5.20). Если для ротора СГД используется шихтованный материал без заметного проявления вихревых токов, то для реальных ГД коэффициент механической характеристики обычно $c_м = 1{,}1-1{,}5$, а при малом раскрытии паза ($b_{ш1}/\delta \leqslant 6$) и числе пазов на полюс и фазу $q_1 \geqslant 2 - c_м \leqslant 1{,}2$. По результатам обработки статистических данных при $q_1 \geqslant 2$ ориентировочно можно принять:

$$c_м \approx 1 + 0{,}04\,\frac{(b_{ш1}/\delta)^2}{2{,}5+(b_{ш1}/\delta)}. \qquad (7.4)$$

Ширина раскрытия паза $b_{ш1}$ и воздушный зазор δ могут быть выбраны по данным разд. 8.2. Обычно $b_{ш1}/\delta = 5-12$. Если двигатель выполнен с $q_1 = 1$, то значение $c_м$ следует увеличить в $1{,}1 \div 1{,}15$ раза. При закрытых пазах статора $c_м \approx 1{,}05$.

Требуемая при данной кратности $k_м$ электромагнитная мощность при пуске определяется как

$$P_{э.п} = \frac{1{,}045 \cdot 10^{-3} \cdot M_п n_с}{\eta_{2п}} = 1{,}045 \cdot 10^{-3} \cdot n_с\,\frac{k_м \cdot M_н}{\eta_{2п}}\ вт, \qquad (7.5)$$

где $\eta_{2п}$ — «к. п. д. выхода» СГД в пуске, оценивающий различие электромагнитного момента и момента на валу из-за влияния высших гармоник. Обычно $\eta_{2п} \approx 0{,}9 \div 0{,}95$ (меньшие значения для малых ГД).

Ч и с л о п а р п о л ю с о в при выбранной скорости вращения определяет выбор частоты питания (если имеется такая возможность):

$$p = \frac{60 f}{n_с}. \qquad (7.6)$$

С увеличением числа p возрастает намагничивающий ток и снижается $\cos\varphi$. Требуется обычно бо́льшее число пазов меньшего размера на статоре, что ухудшает их заполнение. Кроме того, с ростом частоты несколько увеличиваются и потери в стали. Но при

этом уменьшается толщина ротора и увеличивается объем статора. Правда, следует иметь ввиду, что для СГД при $p \geqslant 2$ могут возникнуть трудности по выполнению требуемой малой толщины ротора. Выбор же ее лишь по условиям технологии и механической прочности влечет за собой неоптимальное использование материала ротора и ухудшение характеристик.

Казалось бы, что преимущество должно быть у двигателя с одной парой полюсов, как это часто и считается. Однако в условиях заданного объема ГД решающим фактором в пользу увеличения числа p является уменьшение вылета лобовых частей. Достигаемый при этом рост к. п. д. связан не только с уменьшением средней длины витка и активного сопротивления обмотки, но и с возможностью при неизменной общей длине L_1 заметно увеличить длину пакета и общий объем статора. Наиболее существенно это проявляется у относительно коротких машин. Так, по результатам расчета оптимальных СГД с $d_н = 4,2$ *см* и $\frac{L_1}{d_н} = 0,3$ переход от $p = 1$ к $p = 2$ при неизменных исходных данных привел к увеличению к. п. д. на 40%, $\cos \varphi$ уменьшился на 31,5%, а ток увеличился лишь на 5%. При тех же условиях, но для $\frac{L_1}{d_н} = 0,9$ к. п. д. уменьшился на 5%, а $\cos \varphi$ — на 16%.

Поэтому ГД с $\frac{L_1}{d_н} < 0,5$ (что особенно относится к двухстаторным конструкциям) целесообразно выполнять с $p = 2$ и выигрыш в к. п. д. будет тем больше, чем короче двигатель. Важно и то, что при этом также уменьшается возможность смещений массы лобовых частей. При $\frac{L_1}{d_н} \geqslant 0,6$ энергетические показатели ГД выше при $p = 1$. Сверхминиатюрные ГД рекомендуется выполнять с одной парой полюсов из-за трудностей с размещением нужного числа пазов. Применение ГД с $p > 2$ нецелесообразно. Такие ГД могут выполняться лишь по необходимости для систем с высокой частотой питания.

7.2. ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО РАСЧЕТА

Проектирование электродвигателя включает в себя определение размеров статора и ротора, выбор электромагнитных нагрузок, расчет обмоточных данных, параметров и характеристик. Задача считается выполненной, если в итоге спроектирован двигатель, удовлетворяющий требованиям, предъявляемым к нему техническим заданием.

Расчет каждой группы электрических машин, даже при одном и том же принципе действия, отличается своими особенностями в связи с различием выполнения, условий работы и предъявляемых к ним требований. Основные особенности гироскопических электро-

двигателей, которые непосредственно определяют специфику их расчета, сводятся к следующему:

1. Габариты двигателя известны в начале расчета, поскольку они определяются кинетическим моментом (габаритами) гироскопа и его рациональной геометрией.

2. Требуемый в номинальном режиме момент зависит от размеров и конфигурации ГД, параметров газовой среды и скорости вращения. Поэтому в одних и тех же габаритах часто приходится выполнять электродвигатели с различной степенью использования, определяемой удельным (отнесенным к объему расточки статора) моментом $\frac{M_н}{d_1^2 l_1}$.

Характерной особенностью гироскопических электродвигателей является то, что от ГД малых размеров требуется относительно большой удельный номинальный момент. Действительно, если принять пропорциональную зависимость — $d_1^2 l_1 = k_c D^3$ и учесть (3.15) и (4.16), то

$$\frac{M_н}{d_1^2 l_1} = \frac{k_a}{k_c} [p]^{0,7} n^{1,7} D^{1,4} + \frac{k_т}{k_c} \frac{n^{0,7}}{D^{1,3}} \; н/см^2. \tag{7.7}$$

У сверхминиатюрных ГД момент $M_н$, определяемый преимущественно трением в подшипниках, уменьшается с уменьшением D в меньшей степени, чем полезный обьем $d_1^2 l_1$. Для крупных ГД увеличение размеров также должно приводить к возрастанию требуемого удельного момента. Однако при этом обычно одновременно переходят к «легким» и разреженным средам и поэтому удельный момент здесь даже уменьшается.

В качестве примера можно указать, что типичный реальный ГД с $H = 50 \cdot 10^3$ *г·см²/сек*, работающий в воздухе, имеет $\frac{M_н}{d_1^2 l_1} \approx$ $\approx 0{,}07$ *н/см²*, а ГД с $H = 110 \cdot 10^6$ *г·см²/сек*, работающий в вакууме,— 0,016 *н/см²*.

3. Для обеспечения заданного времени разбега и надежной работы ГД требуется определенная кратность максимального момента. АГД для уверенного запуска (главным образом, при низких температурах), кроме того, должен обладать и определенной кратностью пускового момента, а из условий необходимой стабильности кинетического момента накладываются ограничения на верхнюю границу номинального и критического скольжений. Все это означает, что проектирование двигателя должно быть выполнено на заданные параметры механической характеристики, требования к которым в силу различий условий применения ГД могут меняться в весьма широких пределах.

4. Двигатель должен иметь минимальную потребляемую мощность и не столько из-за экономии энергии, сколько для снижения нагрева и обеспечения максимальной точности гироприбора. Поэтому требование максимально возможного к. п. д. имеет весьма

существенное, а во многих случаях и первостепенное значение ($\cos\varphi$ для самого ГД важен лишь с точки зрения токоподводов). Желание иметь не только минимальный нагрев, но и наименьшие перепады температуры по объему ГД требует определенного распределения потерь, в частности, между ротором и статором, что, собственно говоря, определяется выбором их геометрии.

Таким образом, *задача электромагнитного расчета ГД состоит в проектировании в заданном объеме электродвигателя, обеспечивающего требуемый номинальный момент $M_н$ и кратность максимального момента $k_м$ при наибольшем возможном к. п. д. η и выполнении определенных эксплуатационных ограничений.*

Такая постановка задачи отличается от задачи проектирования электродвигателя общего применения. Следует еще указать, что из-за сравнительно малых габаритов ГД многие его размеры (например, зубца, спинки, пазов) определяются часто не из электротехнических соображений, а по условиям технологии и механической прочности. Существенное значение этих технологических и конструктивных ограничений является дополнительной особенностью расчета гироскопических электродвигателей.

Перечисленные особенности и определяют необходимость особого подхода к проектированию таких двигателей.

Важнейшей задачей, решаемой при выборе метода проектирования, является выбор исходных переменных и основных расчетных уравнений.

При расчете электрических машин обычно исходят из известного уравнения для машинной постоянной:

$$d_1^2 l_1 = \frac{6{,}1 \cdot 10^4 \cdot k_E \cdot P_{2н}}{\alpha_\delta \cdot k_B k_{w_1} \eta \cos\varphi \cdot n A B_\delta} \ см^3. \qquad (7.8)$$

Оно, естественно, справедливо и для гироскопических электродвигателей и могло бы быть использовано для определения требуемых электромагнитных нагрузок $A \cdot B_\delta$ при данных размерах и моменте:

$$A \cdot B_\delta = \frac{64 \cdot k_E}{\alpha_\delta k_B k_{w_1}} \cdot \frac{1 - s_н}{\eta \cdot \cos\varphi} \cdot \frac{M_н}{d_1^2 l_1} \ тл \cdot а/см. \qquad (7.9)$$

Но кроме того, требуются еще дополнительные уравнения для $d_1/d_н$ и l_1/L_1, связывающие габариты двигателя с размерами его статора и необходимые для определения последних. Однако и в этом случае применение (7.9) нецелесообразно. Для определения электромагнитных нагрузок необходим предварительный выбор таких исходных величин как к. п. д. η, $\cos\varphi$ и коэффициент э. д. с. k_E, а кроме того, чтобы разделить найденное $A \cdot B_\delta$ на линейную нагрузку A и индукцию в воздушном зазоре B_δ надо задаться или их отношением A/B_δ или одним из них, например, значением A. Это означает, что необходимо иметь достаточно четкие рекомендации по выбору A (или A/B_δ), η и $\cos\varphi$ в функции мощности или размеров двигателя,

учитывающие и конкретные условия размещения, и эксплуатационные ограничения, и требования максимума к. п. д., и заданного времени разбега.

К. п. д. и $\cos\varphi$ ГД меняются в весьма широких пределах (см. рис. 5.7 и 5.8). Заметно различаются и электромагнитные нагрузки: для реальных ГД значения B_δ обычно 0,05—0,3 *тл*, а линейной нагрузки — 20÷100 *а/см*. Электромагнитные нагрузки даже при одних и тех же размерах двигателя могут значительно различаться в зависимости от скорости вращения, времени разбега, рабочей среды, инерционных перегрузок и пр. Так, например, по результатам расчета на ЭВМ при постоянном $k_м=4$ (относительное время разбега $\approx 0{,}365$) изменение момента сопротивления $M_н$ в реальном диапазоне приводит:

— для АГД с $d_н=2{,}8$ *см* ($M_н=0{,}05\div0{,}15$ *н·см*) к изменению B_δ от 0,14 до 0,26 *тл*, а A от 20 до 40 *а/см*;

— для АГД с $d_н=5{,}0$ *см* ($M_н=0{,}1—1$ *н·см*) B_δ от 0,065 до 0,23 *тл*, а A от 10 до 35 *а/см*.

В свою очередь, изменение требований по времени разбега — $k_м=2—5$ (относительное время разбега от $\approx 0{,}78$ до $\approx 0{,}28$) — приводит для АГД с $d_н=2{,}8$ *см* (при постоянном $M_н=0{,}11$ *н·см*) к изменению $A\cdot B_\delta$ от 4,5 до 8,75 *тл·а/см*, а $\eta\cdot\cos\varphi$ от 0,46 до 0,265. Соответственно при $d_н=5{,}0$ *см* ($M_н=0{,}75$ *н·см*) — $A\cdot B_\delta=4{,}2—6{,}6$ *тл·а/см*, а $\eta\cos\varphi=0{,}62—0{,}48$.

Для гироскопических электродвигателей характерна, кроме того, и специфическая зависимость электромагнитных нагрузок от размеров. Так как для миниатюрных ГД при уменьшении диаметра D возрастает удельный момент, то для его обеспечения необходимо увеличение $A\cdot B_\delta$. Этот рост связан еще и с тем, что η и $\cos\varphi$ миниатюрных ГД малы. При больших D рост $A\cdot B_\delta$ связан не столько с возможным возрастанием удельного момента, сколько с необходимостью увеличения кратности момента для удовлетворения требований по времени разбега.

V-образный характер зависимости $A\cdot B_\delta$ от диаметра может быть подтвержден и данными реальных ГД (см. приведенную по статистическим данным зависимость $\frac{A\cdot B_\delta}{k_м}=f(D)$ на рис. 7.2)*.

Из сказанного можно сделать вывод, что при широком разнообразии требований к ГД практически невозможно иметь четкие и определенные рекомендации по выбору независимых переменных уравнения (7.9). Кроме того, как видно из рис. 5.7, 5.8 и 7.2, величины η, $\cos\varphi$, B_δ, A приходится выбирать на крутых участках кривых что неизбежно вызывало бы ошибки, особенно для малых ГД. Вместе с тем эти значения тесно связаны между собой и не являются независимыми, хотя и выбираются независимо. По-

* Неучет этого обстоятельства приводит часто к неправильным рекомендациям по выбору A и B_δ для ГД, что ставит под сомнение весь электромагнитный расчет.

этому ошибка в выборе одного из них приведет к несоответствию в других величинах и вероятность получения желаемого варианта ГД мала. Наконец, выбор указанных величин, по сути определяя размеры двигателя, не позволяет оценить возможность их выполнения. В итоге несоблюдение тех или иных технологических и конструктивных ограничений проявляется часто уже на конечной стадии расчета и заставляет начинать его заново с новыми исходными данными.

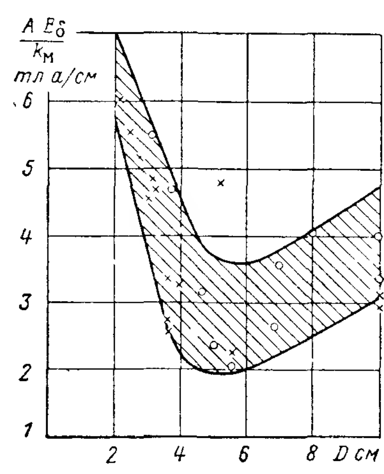


Рис. 7.2. Зависимость электромагнитных нагрузок $\frac{A \cdot B_\delta}{k_м}$ в функции диаметра маховика:

xxx — для гистерезисных, ооо — для асинхронных ГД.

Специфика решаемой задачи поэтому и побуждает отказаться от общепринятой методики проектирования по машинной постоянной. Необходима схема электромагнитного расчета, более полно удовлетворяющая поставленным требованиям и использующая иные исходные величины. Последние должны отличаться бо́льшей определенностью и наглядностью при их выборе, меньшей зависимостью от широкого разнообразия требований. В качестве таких величин целесообразно взять переменные, имеющие определенное геометрическое толкование. Это позволяет обеспечить наглядность и возможность уже в начальной стадии проектирования учесть технологические и конструктивные ограничения.

В чем по существу состоит проектирование гироскопического электродвигателя? Как и проектирование любой электрической машины в заданном объеме, оно сводится к соответствующему выбору его размеров внутри данного объема и расчету обмоточных данных. Для этого необходимо:

1. Распределить объем электродвигателя на статор и ротор;
2. Распределить объем статора на медь (обмотку) и железо, т. е. выбрать его штамп;
3. Выбрать штамп ротора и размеры короткозамкнутого кольца для АГД или материал активной части ротора СГД;
4. Выбрать обмоточные данные.

В качестве исходных величин выбраны отношение наружного диаметра к диаметру статора $k_d = \frac{d_н}{d_1}$ *и относительная площадь пазов статора* $\xi_{п1}$ (отнесенная к общей площади листа). Приняв некоторые дополнительные условия, можно полностью построить расчет на основании этих выбранных параметров. Так, k_d и $\xi_{п1}$ определяют основные размеры статора и ротора при полном использовании объема (разд. 8.2, 9.1, 10.3). При одинаковой индук-

ции в зубце и спинке статора выбор $\xi_{п1}$ позволяет найти размеры его штампа. Таким образом, при данных k_d и $\xi_{п1}$ однозначно решаются указанные первая и вторая задачи. Это позволяет по заданному моменту $M_н$ и кратности $k_м$ найти требуемую индукцию в воздушном зазоре (разд. 9.3 и 10.2) и рассчитать обмоточные данные. Что касается третьей задачи, то и она становится в определенной степени производной и решается из условий обеспечения максимального к. п. д. (разд. 9.1 и 10.3).

После того, как в ходе проектирования решены поставленные задачи, расчет носит характер поверочного.

Таким образом, выбор указанных независимых переменных k_d и $\xi_{п1}$ позволяет заменить предшествующий использованию уравнения (7.9) выбор размеров статора — d_1, l_1 и величин A (или A/B_δ), η и $\cos\varphi$, т. е. обойтись двумя переменными вместо, по крайней мере, четырех. Выбор k_d и $\xi_{п1}$ означает выбор электромагнитных нагрузок, но иным, косвенным способом, причем более наглядным и удобным. Характеристики ГД менее критичны к значениям k_d и $\xi_{п1}$ и это также облегчает поиск оптимального варианта.

Новые исходные переменные, естественно, потребовали некоторого изменения последовательности проектирования двигателя. Предлагаемая методика построена так, чтобы удовлетворить основной общей задаче: выполнение двигателя с требуемым моментом нагрузки и временем разбега при максимальном к. п. д. с конкретными конструктивными особенностями и технологическими ограничениями. Возможные в задании дополнительные эксплуатационные ограничения по показателям двигателя могут быть учтены либо при выборе соответствующих параметров, либо корректировкой расчета после проверки варианта на соответствие требованиям технического задания. Излагаемая методика проектирования в основе своей идентична для АГД и СГД. Поэтому ряд вопросов рассматриваются ниже одновременно для обоих типов двигателей. Изложение ведется применительно к обращенному и нормальному исполнению ГД.

7.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДВИГАТЕЛЯ НА РОТОР И СТАТОР

Выбор того или иного значения k_d определяет при данных внешних размерах диаметр статора

$$d_1 = \frac{d_н}{k_d} \qquad (7.10)$$

и распределение объема двигателя на ротор и статор.

При *обращенном исполнении* ГД величина k_d непосредственно равна относительной толщине ротора $\beta = \frac{d_2}{d_3} \approx \frac{d_2}{d_1}$. Это накладывает особые условия на выбор k_d для *гистерезисного* ГД. Для него вели-

чина β однозначно связана с индукциями в воздушном зазоре B_δ и роторе $B_р$:

$$\beta = 1 \pm \frac{B_\delta}{B_р \cdot \sigma \cdot p}. \qquad (7.11)$$

По условиям оптимального проектирования (см. разд. 10.2) индукции B_δ и $B_р = B_{m\gamma}$ (где $B_{m\gamma}$ — индукция применяемого материала, соответствующая наилучшему его использованию) выбираются вполне определенно. $k_d = \beta$ здесь является величиной производной и выбирается тем бо́льшей, чем больше момент $k_м \cdot M_н$ и меньше размеры $d_н$ двигателя, ибо при этом больше удельный момент и индукция B_δ. С ростом числа пар полюсов $k_d = \beta$ меньше. Минимально допустимые значения β связаны с технологическими ограничениями по толщине колец активной части ротора $h_р = \frac{d_2 - d_3}{2}$:

$$\beta \geqslant \frac{1}{1 - \frac{2h_{р\,min}}{d_2}};$$

$h_{р\,min}$ обычно от 0,05 до 0,15 *см* (меньшие значения для малых d_2).

Порой из этих соображений приходится выбирать бо́льшие значения β, а индукцию в роторе $B_р$ — меньше рекомендуемой $B_{m\gamma}$, но это приводит к ухудшению характеристик двигателя.

На рис. 7.3, *а* приведены рекомендуемые значения $k_d = \beta$ для СГД обращенного исполнения при различных величинах моментов $\frac{M_н k_м}{(d_н \cdot L_1)^2}$ — от 0,013 до 0,003 *н/см*^{3}. Величина β зависит и от материалов активной части ротора, поскольку они имеют различные индукции $B_{m\gamma}$. Значения k_d построены при условии $B_р = B_{m\gamma} = 0{,}9$ *тл*. Для других материалов величина β, выбираемая по рис. 7.3, *а*, может быть скорректирована по (7.11).

На данной стадии расчета величина β выбирается предварительно, а в дальнейшем ее значение уточняется (разд. 10.3).

Для *асинхронного обращенного* ГД увеличение k_d приводит к тому, что активное сопротивление ротора снижается, а статора — увеличивается. Рост k_d затрудняет выполнение статора (из-за технологических ограничений) и обеспечение желаемой площади его пазов $\xi_{п1}$; снижение k_d, наоборот, ограничивается технологически допустимыми размерами ротора. Кроме того, возможно увеличение критического скольжения до $s_к > 1$, что приводит к снижению кратности пускового момента с одновременным ухудшением энергетических показателей в номинальном режиме. Изменение k_d не только меняет распределение потерь между статором и ротором, но и их полную величину. Из условия максимума к. п. д. существуют определенные области k_d.

На рис. 7.3, *б* приведены значения k_d, рекомендуемые для АГД по условиям максимума к. п. д. Чем больше число зубцов ротора Z_2, тем при $r'_2 = \mathrm{const}$ может быть взят меньшим размер паза

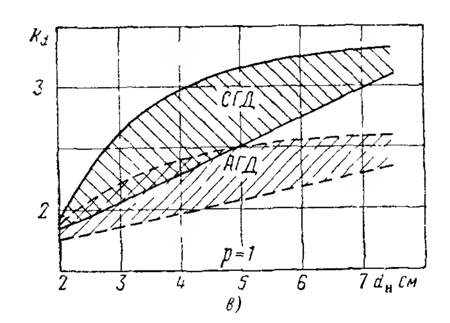


Рис. 7.3. Относительная толщина ротора электродвигателя: для СГД (*а*) и АГД (*б*) обращенного исполнения и для нормального исполнения (*в*)

Точками и крестиками отмечены данные реальных ГД. В отштрихованной области — нереальные (по условиям выполнения ротора) значения k_d.

и относительная толщина ротора β. С ростом удельного максимального момента требуется ротор с бо́льшей β. С этим, как и для СГД, связан спадающий характер рекомендуемых значений $k_d = f(d_н)$. Верхняя граница каждой из областей соответствует $\frac{M_н k_м}{(d_н \cdot L_1)^2} \approx$ $\approx 0{,}012$ *н/см*³, а нижняя — $\approx 0{,}005$ *н/см*³. Величина k_d для АГД зависит

от числа пар полюсов в меньшей степени и при $p=2$ на 5—10% меньше, чем по рис. 7.3, *б*.

При *нормальном исполнении* ГД величина k_d также, хотя и не непосредственно, связана с относительной толщиной ротора $\beta=\frac{d_2}{d_3}<1$(см. рис. 7.1, *б*): $k_d=\frac{d_н}{d_1}=\frac{d_н}{d_{вн}}\cdot\frac{d_{вн}}{d_1}\approx\frac{d_н}{d_{вн}}\cdot\beta$.

В свою очередь, β выбирается из тех же соображений, что и при обращенном исполнении. Однако выбор k_d во многом определяется здесь диаметром расточки статора d_1, целесообразным по условиям его выполнения. По крайней мере необходимо, чтобы $d_1\geqslant\frac{Z_1}{\pi}t_{Z1\,min}$, где минимальный зубцовый шаг статора $t_{Z1\,min}=0{,}2$—$0{,}35$ *см* (меньшие значения — для миниатюрных ГД). Лишь для крупных ГД с малым числом зубцов выбор k_d не так связан с ограничениями по диаметру d_1. Так как для СГД β жестко связана с требуемой индукцией в роторе по (7.11) и относительно невелика (обычно $\beta\approx0{,}75$—$0{,}85$ при $p=1$ и $\beta\approx0{,}85$—$0{,}95$ при $p=2$), то при нормальном исполнении СГД внутренний диаметр ротора, как правило, больше выбранного по механической прочности и жесткости диаметра вала $d_в$. В этом случае диаметр вала приходится либо увеличивать сверх требуемого, либо выполнять промежуточную переходную втулку. Вал и втулка могут быть при этом соответствующим образом облегчены. Значения k_d для ГД нормального исполнения приведены на рис. 7.3, *в*.

В заключение следует отметить, что неточность в выборе оптимальной величины k_d сказывается на к. п. д. в относительно малой степени, особенно для сравнительно крупных ГД. Так, например, по результатам расчета АГД обращенного исполнения изменение k_d с 1,41 до 1,47 привело при $d_н=2{,}4$ *см* к изменению к. п. д. от 0,61 до 0,58, а $\cos\varphi$ с 0,544 до 0,523, а при $d_н=7{,}4$ *см* — $\cos\varphi$ с 0,7 до 0,69, а $\eta=0{,}783$ не изменился.

7.4. РАЦИОНАЛЬНЫЙ ШТАМП СТАТОРА

Величиной, характеризующей распределение объема статора на «медь» и «сталь», является относительная площадь пазов статора $\xi_{п1}$:

$$\xi_{п1}=\pm\frac{4Z_1Q_{п1}}{\pi\left(d_1^2-d_0^2\right)},\qquad(7.12)$$

где $Q_{п1}$ — площадь паза статора в $см^2$.

Результаты расчетов на ЭВМ показывают, что для обращенного ГД максимум к. п. д. обеспечивается при примерном равенстве индукций в зубце B_{Z1} и спинке B_{a1} статора: $\frac{B_{Z1}}{B_{a1}}\approx0{,}95\div1{,}15$. Для наружного статора это отношение больше (до 1,35). Однако, так как это сказывается на к. п. д. в очень слабой степени, то и в этом случае следует рекомендовать одинаковые индукции в же-

лезе статора: $B_{Z1} \approx B_{a1} = B_1$*. При таком условии величина $\xi_{п1}$ непосредственно определяет размеры зубца и спинки статора (если они не ограничены технологическими условиями):

— ширину зубца

$$b_{Z1} = \frac{\pi d_1}{Z_1 k_{ст1}} \cdot \left(\frac{B_\delta}{B_1}\right); \qquad (7.13)$$

— высоту спинки

$$h_{a1} = \frac{d_1}{2p k_{ст1}} \cdot \left(\frac{B_\delta}{B_1}\right). \qquad (7.14)$$

Отношение $\frac{B_\delta}{B_1}$ может быть выражено, в свою очередь, через $\xi_{п1}$. Действительно, например, для наружного статора (рис. 7.4, *б*) с зубцом равномерного сечения

$$Z_1 Q_{п1} = \varepsilon_п \left\{ \frac{\pi}{4} \left[(d_0 - 2h_{a1})^2 - (d_1 + 2h_{ш1})^2 \right] - \right.$$

$$\left. - Z_1 b_{Z1} \cdot \frac{1}{2} \left[(d_0 - 2h_{a1}) - (d_1 + 2h_{ш1}) \right] \right\},$$

где $\varepsilon_п$ — учитывает отличие реального паза от расчетного (без скруглений), показанного на рис. 7.4, *б* пунктиром.

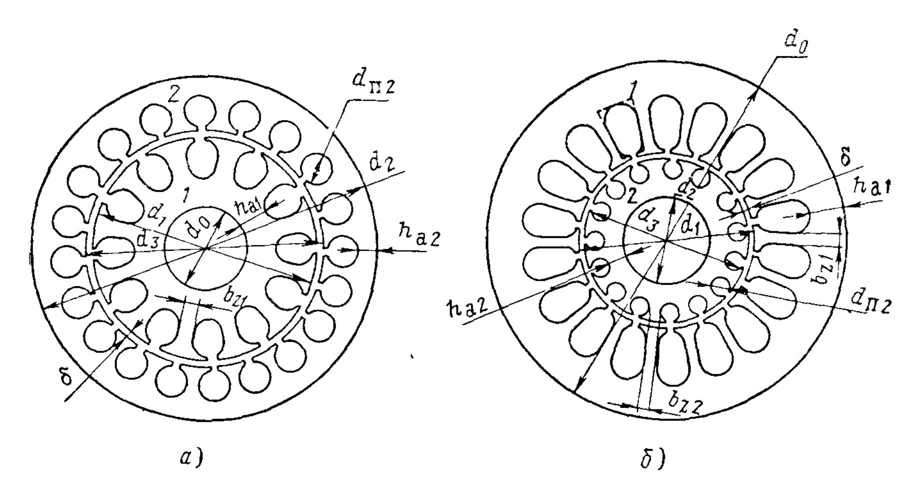


Рис. 7.4. Эскиз листов статора *1* и ротора *2* АГД обращенного (*а*) и нормального (*б*) исполнений

---

* Здесь и далее, если нет специальных ссылок, индекс «1» означает принадлежность к статору, а «2» — к ротору.

Если учесть (7.13) и (7.14), то нетрудно получить:

$$\frac{B_\delta}{B_1}=\frac{pk_{ст1}}{2p\mp1}\left\{\pm[(1\mp\alpha_1)p-\alpha_0(p\mp1)]-\right.$$

$$\left.-\sqrt{[(1\mp\alpha_1)p-\alpha_0(p\mp1)]^2\mp(2p\mp1)\left[(1\mp\alpha_1)^2-\alpha_0^2-\frac{\xi_{п1}}{\varepsilon_п}(1-\alpha_0^2)\right]}\right\}. \tag{7.15}$$

Для внутреннего статора при $p=1$ выражение (7.15) имеет вид

$$\frac{B_\delta}{B_1}=k_{ст1}\left[(1-\alpha_1)-\sqrt{\alpha_0^2+\frac{\xi_{п1}}{\varepsilon_п}(1-\alpha_0^2)}\right]. \tag{7.15а}$$

Здесь $\alpha_1=\frac{2h_{ш1}}{d_1}$; $\alpha_0=\frac{d_0}{d_1}$;

$h_{ш1}$ — высота шлица паза;

$k_{ст1}$ — коэффициент заполнения сталью пакета статора.

Для обращенного исполнения $\alpha_0<1$, а для нормального — $\alpha_0=k_d>1$.

Коэффициент $\varepsilon_п$ для реальных форм и размеров пазов статора колеблется обычно от 0,85 до 0,95 и в среднем $\varepsilon_п\approx0{,}9$ *.

Таким образом, выбор $\xi_{п1}$ по существу означает выбор всех размеров штампа статора с данными размерами d_1 и d_0.

Увеличение $\xi_{п1}$ приводит к увеличению объема меди, снижению активного сопротивления статора r_1 и возрастанию линейной нагрузки A. Индуктивные сопротивления x_1 и x_2' практически не зависят от выбора $\xi_{п1}$, а сопротивления ротора АГД r_2' и намагничивающего контура x_m с ростом $\xi_{п1}$ из-за уменьшения длины пакета несколько уменьшаются. В итоге АГД с бо̀льшим $\xi_{п1}$ имеет меньшее номинальное скольжение, большую стабильность скорости вращения, но и меньшую кратность пускового момента.

Изменение $\xi_{п1}$ означает перераспределение потерь в меди и стали статора и приводит к изменению общих потерь и к. п. д. двигателя. Чем меньше $\xi_{п1}$, тем больше доля потерь в меди. Так как ГД насыщены слабо, то при постоянной длине пакета статора и отсутствии технологических ограничеинй максимум к. п. д. достигался бы при $\xi_{п1}\to1$ из-за интенсивного снижения потерь в меди. Реально же рост $\xi_{п1}$ ограничен увеличением вылета лобовых частей и уменьшением активной длины статора, и максимуму к. п. д. соответствует относительно небольшие $\xi_{п1}$. Наиболее существенно это проявляется у коротких машин, и для них $\xi_{п1}$ выбирается меньше. Так, по расчетам СГД при $d_н=3{,}6$ *см* снижение $\frac{L_1}{d_н}$ от 1,04 до 0,3 потребовало уменьшения оптимальной $\xi_{п1}$ с 0,44 до 0,23.

---

* Неточность в задании $\varepsilon_п$ приведет лишь к тому, что при расчете магнитной цепи индукции B_{a1} и B_{Z1} будут несколько различаться.

Меньшие значения $\xi_{п1}$ рекомендуются и для больших ГД, так как у них больше доля потерь в стали. Увеличение $\xi_{п1}$ может быть также ограничено минимальными по условиям технологии размерами зубца и спинки (особенно для малых ГД) и ростом насыщения.

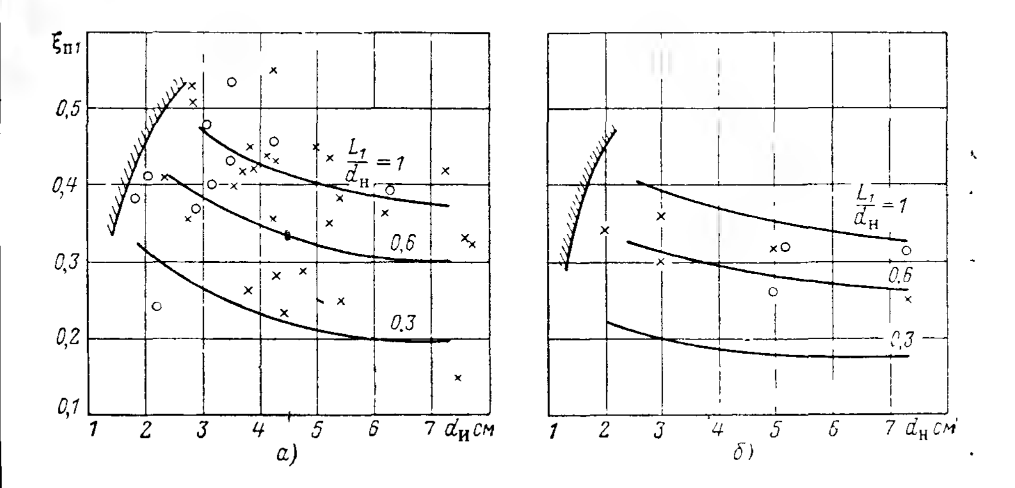


Рис. 7.5. Относительная площадь пазов статора ГД обращенного (*а*) и нормального (*б*) исполнений при $p=1$

(ххх — для реальных СГД; ооо — для реальных АГД)
В отштрихованной области — нереальные (по технологическим причинам) значения $\xi_{п1}$

Рекомендации по выбору $\xi_{п1}$ при $p=1$ приведены на рис. 7.5. При $p=2$ объем лобовых частей меньше и $\xi_{п1}$ может быть выбрана большей — в среднем на 15%.

Следует отметить, что характеристики ГД сравнительно мало критичны в отношении выбора $\xi_{п1}$. Как показывают расчеты, неточность в выборе оптимального значения $\xi_{п1}$ в пределах $\pm 10\%$ даже у миниатюрных ГД приводит к снижению к. п. д. не более чем на 1—3%.

* *
*

Рассмотренный выбор k_d и $\xi_{п1}$ по сути позволяет далее произвести однозначный расчет электродвигателя в данных габаритах на заданный момент нагрузки и время разбега. Оптимальность выполнения такого двигателя (главным образом в отношении его к. п. д.) определяется в первую очередь соответствующим выбором сочетания k_d и $\xi_{п1}$. Поэтому целью приведенных рекомендаций и является выполнение ГД с максимальным к. п. д. В них учтены также и технологические факторы. Возможность выполнения статора при

выбранных сочетаниях k_d и $\xi_{п1}$ может быть сразу же проверена. Действительно, из (7.13) и (7.14) следует, что должны выполняться следующие неравенства:

$$\left.\begin{aligned} \frac{B_\delta}{B_1} &\geqslant \frac{Z_1 k_{ст1}}{\pi} \frac{k_d}{d_н} b_{Z1_{min}}, \\ \frac{B_\delta}{B_1} &\geqslant 2pk_{ст1} \frac{k_d}{d_н} h_{a1_{min}}, \end{aligned}\right\} \quad (7.16)$$

где $\frac{B_\delta}{B_1}$ находится по $\xi_{п1}$ из (7.15), а значения ширины зубца $b_{Z1\,min}$ и высоты спинки $h_{a1\,min}$, минимально возможные по условиям технологии, приведены в разд. 8.2.

Глава восьмая

Общие вопросы проектирования электродвигателя

8.1. ВЫБОР ОБМОТКИ СТАТОРА

При выборе ссновных обмоточных данных статора необходимо учитывать условия наилучшего использования пазового слоя и общего объема, отводимого под статор, а также простоту и технологичность выполнения обмотки. Особое внимание должно быть уделено снижению высших гармонических в магнитном поле.

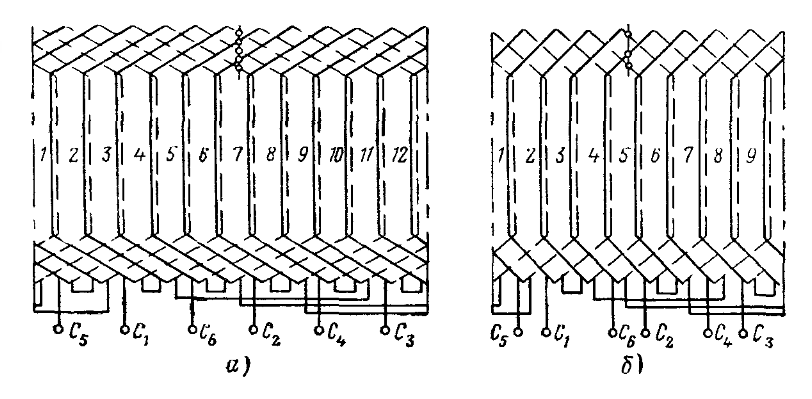


Рис. 8.1. Схемы петлевых двухслойных трехфазных обмоток статора ГД:

а—$Z_1=12$; $p=1$; $q_1=2$; $y_Z=5$; y—0,833;

б—$Z_1=9$; $p=1$; $q_1=1{,}5$; $y_Z=3$; y—0,666.

Обмотка статора ГД — это обычно *двухслойная петлевая обмотка* (рис. 8.1). Двухслойные обмотки в сравнении с однослойными дают возможность любого укорочения, меньший вылет лобовых частей, а следовательно, большую длину пакета статора при постоянной полной его длине. Петлевые обмотки в сравнении с волновыми выигрывают в вылете лобовых частей и в весе за счет укорочения шага, что компенсирует некоторое увеличение веса из-за наличия межкатушечных соединений.

Число зубцов статора Z_1 определяется выбором числа зубцов на полюс и фазу q_1:

$$q_1 = \frac{Z_1}{2pm_1}. \tag{8.1}$$

С ростом q_1 улучшается форма кривой поля в воздушном зазоре и уменьшается содержание в ней высших пространственных гармоник. Одновременно уменьшается число проводников в пазу, что приводит к некоторому снижению индуктивного сопротивления рассеяния обмотки статора.

Однако возможности увеличения q_1 и числа зубцов Z_1 ограничены:

— условиями размещения нужного числа зубцов на данном диаметре статора (особенно для сверхминиатюрных и миниатюрных ГД);

— увеличением насыщения зубцов;

— увеличением объема пазовой изоляции, что снижает использование пазового слоя и всей машины;

— снижением технологичности и увеличением трудоемкости обмоточных работ.

Из-за относительно малых размеров ГД величина q_1 ограничена обычно 2—3. Однако часто затруднено и выполнение $q_1=2$. В этих случаях, хотя дробные обмотки (с q_1 не равным целому числу) и вызывают в кривой поля целый ряд дополнительных гармонических низшего и четного порядка, предпочтение, если это возможно по условиям выполнения, следует отдать обмоткам не с $q_1=1$, а с $q_1=1{,}5$. Искажение механических характеристик при этом меньше (см. рис. 5.12).

Для двухполюсных ГД среднего размера следует выбирать $Z_1=12$, а для более крупных ($d_1>5$ *см*)—$Z_1=18$ и 24. Сверхминиатюрные ГД при $d_1<1{,}6$ *см* могут выполняться с девятью и даже с шестью пазами. При $p=2$ для миниатюрных ГД желательно выбирать $Z_1=18$ ($q_1=1{,}5$ вместо 1), а при $d_1>3$ *см* — $Z_1=24$. Для крупных ГД при $p=2$ и 3 применяется обычно $Z_1=36$.

Шаг обмотки статора $\left(\text{в долях полюсного деления } \tau_Z = \frac{Z_1}{2p} = m_1 q_1\right)$

$$y = \frac{y_Z}{\tau_Z} = \frac{y_Z}{Z_1} 2p = \frac{y_Z}{m_1 q_1}. \tag{8.2}$$

При числе фаз $m_1=3$ обмотка выполняется с укороченным шагом $y \approx 0{,}8$ для уничтожения 5-й гармоники в кривой поля (третья гармоника уничтожается соединением фаз в звезду). Зубцовый шаг y_Z при этом для $p=1$ и $Z_1=12$ равен пяти пазам ($y \approx 0{,}833$), а для $Z_1=18 \to y_Z=7$ ($y=0{,}778$) и т. д.

При укорочении обмотки снижается обмоточный коэффициент и использование двигателя, но одновременно сокращается вылет

лобовых частей и возрастает длина пакета статора. Поэтому в ряде случаев вместо $y\approx0{,}8$ применяют укорочение до 0,6 (вылет лобовых частей уменьшается до 25%). Однако это приводит к большим искажениям механической характеристики и может быть оправдано лишь для двигателей с малой относительной длиной.

При двухфазной обмотке для уничтожения 3-й гармоники выбирается $y\approx0{,}66$.

Обмоточный коэффициент распределенной обмотки k_{w1} (см. табл. 8.1) равен произведению коэффициентов распределения и укорочения.

При целом q_1 коэффициент распределения $k_{\text{р}1}$ (по 1-й гармонике) для многофазной ($m_1\geqslant2$) симметричной обмотки

$$k_{\text{р}1}=\frac{\sin\dfrac{\pi}{2m_1}}{q_1\cdot\sin\dfrac{\pi}{2m_1q_1}}. \qquad (8.3)$$

Для двухслойной обмотки с $m_1\geqslant2$ и дробным $q_1=\dfrac{b}{c}$ (где b и c — целые числа, а $\dfrac{b}{c}$ — несократимая дробь) коэффициент $k_{\text{р}1}$ определяется по (8.3) при замене q_1 на b. Коэффициент укорочения

$$k_{y1}=\sin\frac{\pi}{2}y. \qquad (8.4)$$

Таблица 8. 1

Обмоточный коэффициент трехфазных двухслойных обмоток

q_1	1	1,5	2	2	3	3	4	4
y	0,66	0,66	0,66	0,833	0,778	0,89	0,75	0,833
k_{w1}	0,866	0,83	0,836	0,934	0,902	0,945	0,885	0,926

8.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СТАТОРА

При известных габаритах электродвигателя — $d_{\text{н}}$, L_1, $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{п}}$, L_2 (см. рис. 7.1) и выбранных значениях k_d и $\xi_{\text{п}1}$ легко находятся размеры статора.

Диаметр и длина пакета

Диаметр статора d_1 определяется через k_d и $d_{\text{н}}$ по (7 10), а его полюсное деление

$$\tau=\frac{\pi d_1}{2p}. \qquad (8.5)$$

Проведенная ранее проверка по (7.16) означает, что при данном диаметре d_1 обеспечивается выполнимость размеров зубца и спинки статора по условиям технологии.

Для максимально возможного заполнения внутреннего объема ГД и увеличения длины пакета статора лобовые части обмотки обычно формуют.

Вылет лобовых частей (с двух сторон) $2f_{л1}$ может быть рассчитан, исходя из следующих соображений. В каждое поперечное сечение лобовой части плоскостью, проходящей через ось статора, при двухслойной обмотке попадает y_Z катушек (см. рис. 8.1). В свою очередь площадь меди в сечении каждой катушки $Q_к$ может быть выражена через площадь паза

$$Q_к = \frac{Q_{п1} k_{з.п}}{2},$$

а полная площадь поперечного сечения лобовой части

$$Q_{л1} = \frac{Q_{п1} k_{з.п}}{2} \frac{y_Z}{k_{з.л}}.$$

Здесь $k_{з.п}$ — коэффициент заполнения паза голым проводом. Предварительно при напряжении 36÷40 *в* и частоте 400÷500 *гц* он может быть выбран в зависимости от диаметра статора по рис. 8.5;

$k_{з.л}$ — коэффициент заполнения лобовых частей, учитывающий изоляцию провода и лобовых частей и степень их обжатия, выбирается от 0,3 до 0,45 (меньшие значения для малых ГД).

Высота лобовых частей $b_{л1}$ ограничена диаметром $d_п$ и из условий размещения при максимальном использовании объема (см. рис. 7.1) может быть определена так

$$b_{л1} \approx \pm \frac{1}{2} [(d_1 \mp 2h_{ш1}) - d_п]. \quad (8.6)$$

Тогда, учитывая (8.2), получим, что вылет лобовых частей

$$2f_{л1} = 2\frac{Q_{л1}}{b_{л1}} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{k_{з.п}}{k_{з.л}} \cdot \frac{y}{p} \cdot \frac{d_1^2 (1 - \alpha_0^2)}{d_1 (1 \mp \alpha_1) - d_п} \cdot \xi_{п1}. \quad (8.7)$$

Здесь по-прежнему верхние знаки относятся к ГД обращенного исполнения, нижние — к ГД нормального исполнения, а $\alpha_0 = d_0/d_1$, $\alpha_1 = 2h_{ш1}/d_1$.

Длина пакета статора по условиям размещения

$$l_1 = L_1 - 2f_{л1}. \quad (8.8)$$

Характерной особенностью геометрии гироскопических электродвигателей является их малая относительная длина: отношение $\frac{l_1}{d_1}$ обычно 0,25—0,5.

Воздушный зазор

Воздушный зазор выбирается минимальным для уменьшения тока, улучшения $\cos\varphi$ и к. п. д. (последнее за счет уменьшения потерь в меди статора). Ограничения по снижению зазора в основном связаны с технологическими и механическими причинами. Кроме того, при уменьшении зазора δ из-за роста амплитуды зубцовых гармоник и относительного эксцентриситета увеличиваются дополнительные потери и искажения механической характеристик ГД. Особенно это проявляется у СГД. В результате увеличение зазора СГД может иногда даже дать некоторый выигрыш. Так, например, для СГД с $H=4\cdot10^6$ *г·см²/сек* даже утрированное увеличение δ от 0,01 до 0,03 *см*, хотя и привело к снижению $\cos\varphi$ от 0,51 до 0,38 и к возрастанию потерь в меди от 1,7 до 3,1 *вт*, но общая потребляемая мощность возросла лишь на 2,5%, а из-за уменьшения коэффициента формы механической характеристики $c_м$ с 1,6 до 1,2 время разбега снизилось на 25%.

Минимальные значения воздушного зазора $\delta=0{,}005$ *см* выполняются для сверхминиатюрных ГД. Чаще выбирается δ от 0,01 до 0,015 *см* (при $d_1<3{,}5$ *см*), а для крупных ГД ($d_1>4$ *см*) — от 0,02 до 0,025 *см*. Однако здесь речь идет о номинальных значениях воздушного зазора. Реально же допуск на зазор задается с плюсом и находится обычно для рассмотренных зазоров в диапазоне от 20 до 45 *мк*. Электрические характеристики двигателя должны рассчитываться при максимальном (с учетом допуска) значении воздушного зазора.

Материал пакета

Пакет статора обычно выполняется из электротехнической стали Э44 (ГОСТ 802—58). Плотность стали $\varrho_{ст}=7{,}55$ *г/см³*, удельное сопротивление $0{,}57\cdot10^{-5}$ *ом·см*, кривая намагничивания приведена на рис. 8.2.

В отдельных случаях применяется и пермалой 50Н. Как показывает опыт, в электротехническом отношении пермалой практического преимущества не дает, но он более пластичен, меньше рвется при штамповке и позволяет снижать технологические ограничения на размеры зубца статора до 0,5÷0,7 *мм*.

Толщина листов стали для статора выбирается равной 0,35 либо 0,2 *мм*. Листы толщиной 0,35 *мм* применяются обычно для статоров крупных ГД (у них индукции в статоре относительно невелики) при частоте 400—500 *гц*.

Коэффициент заполнения сталью пакета статора $k_{ст1}$ зависит от толщины листа и его изоляции (табл. 8.2). При усилении изоляции $k_{ст1}$ уменьшается, однако нарушение изоляции пластин и их замыкание существенно увеличивает потери.

Таблица 8.2

Коэффициент заполнения сталью $k_{ст}$

Толщина листа *мм*	0,15	0,2	0,25	0,35	0,5	0,7
Лакировка	0,81	0,88	0,9	0,92	0,94	0,96
Оксидирование	0,84	0,91	0,93	0,95	0,96	0,98

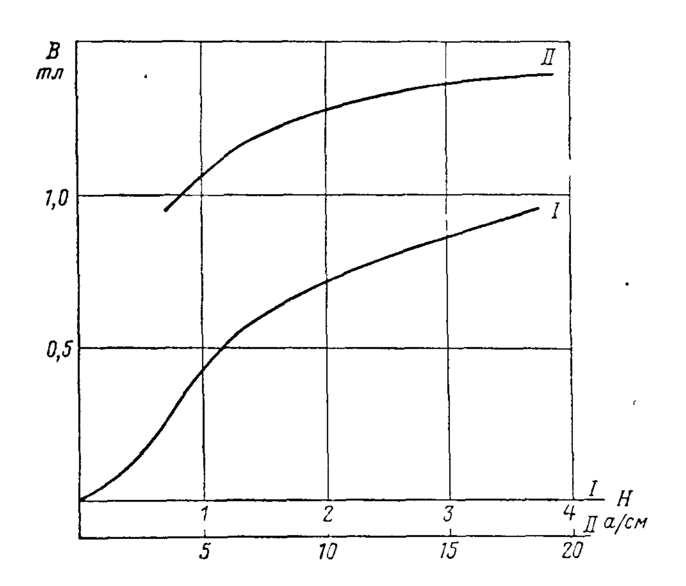


Рис. 8.2. Кривая намагничивания стали Э44

Штамп

Для статоров ГД получили применение такие пазы, при которых постоянна ширина зубца. Для наружного статора чаще применяются пазы грушевидной (рис. 8.3, *а*) или полуовальной (рис. 8.3, *б*) формы. Грушевидный паз технологически более прост, но его площадь при прочих равных условиях меньше. При обращенном исполнении наиболее распространен грушевидный (рис. 8.3, *в*) и так называемый преобразованный грушевидный паз (рис. 8.3, *г*). Последний также обеспечивает постоянную ширину зубца, но за счет лучшего расположения клина увеличивается полезная площадь паза.

Ширина зубца статора b_{Z1} определяется выбранной относительной площадью пазов $\xi_{п1}$ (см. разд. 7.4).

При равномерном сечении ширина зуба

$$b_{Z1}=\frac{t_{Z1}}{k_{c11}}\left(\frac{B_\delta}{B_1}\right), \qquad (8.9)$$

где зубцовое деление статора

$$t_{Z1}=\frac{\pi d_1}{Z_1}, \qquad (8.10)$$

а отношение индукции $\left(\frac{B_\delta}{B_1}\right)$ находится по (7.15).

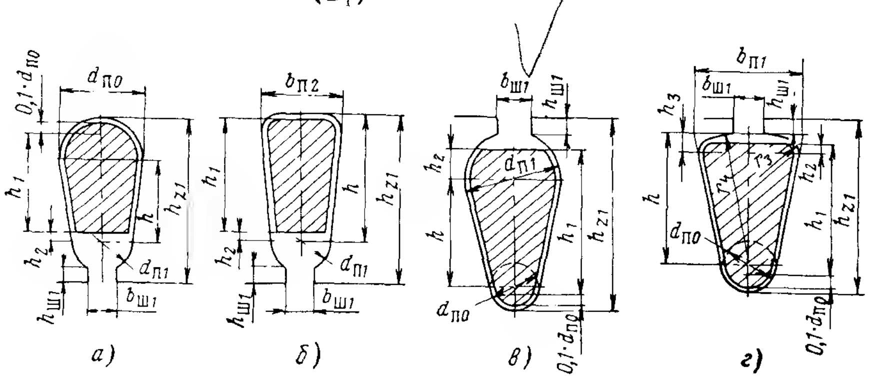


Рис. 8.3. Пазы статора ГД:

а и *б*—для наружного, *в* и *г* -для внутреннего статора

Минимальная ширина $b_{Z1\,min}$, определяемая соображениями прочности зубца и штампа, для листов толщиной 0,2—0,35 *мм* составляет 0,08÷0,1 *см* при диаметре статора $d_1 \leqslant 3$—4 *см* (меньшие значения d_1 для наружного статора). При бо́льших размерах статора $b_{Z1\,min} \approx 0{,}15$ *см.*

Технологическую выполнимость зубца следует проверять еще при выборе k_d и $\xi_{п1}$ по (7.16).

Площадь паза $Q_{п1}$ легко определяется по выбранной величине $\xi_{п1}$ и равна

$$Q_{п1}=\pm\frac{\pi}{4Z_1}d_1^2\left(1-\alpha_0^2\right)\xi_{п1}\ см^2. \qquad (8.11)$$

Размеры паза можно найти аналитически. Для грушевидного паза:

— диаметры окружностей

$$d_{п1}=\frac{\pi\left(d_1 \mp 2h_{ш1}\right)-Z_1 b_{Z1}}{Z_1 \pm \pi}; \qquad (8.12)$$

$$d_{п0}=\sqrt{\frac{d_{п1}^2\left(Z_1 \pm 5\right) \mp 4\pi Q_{п1}}{Z_1 \mp 5}}; \qquad (8.13)$$

— расстояние между центрами окружностей

$$h = \pm \frac{d_{п1} - d_{п0}}{2\pi} Z_1; \qquad (8.14)$$

— высота паза (зубца)

$$h_{Z1} = h + h_{ш1} + \frac{d_{п1} + d_{п0}}{2} = h_{ш1} + \frac{d_{п1}}{2}\left(1 \pm \frac{Z_1}{\pi}\right) + \frac{d_{п0}}{2}\left(1 \mp \frac{Z_1}{\pi}\right). \qquad (8.15)$$

Верхние знаки относятся к пазу внутреннего статора (см. рис. 8.3, *в*), а нижние — к пазу наружного (см. рис. 8.3, *а*).

Для полуовального паза (см. рис. 8.3, б) диаметр $d_{п1}$ определяется по (8.12), а остальные размеры — следующими соотношениями:

$$b_{п2} = \sqrt{\frac{4\pi Q_{п1} + (Z_1 - 5)\, d_{п1}^2}{Z_1}}; \qquad (8.16)$$

$$h = \frac{b_{п2} - d_{п1}}{2\pi} Z_1; \qquad (8.17)$$

$$h_{Z1} = h_{ш1} + h + \frac{d_{п1}}{2}. \qquad (8.18)$$

Для измененного грушевидного паза по рис. 8.3, *г* верхняя часть паза образуется не окружностью с диаметром $d_{п1}$, а частью окружности радиуса r_4. Размеры такого паза:

$$b_{п1} = \frac{\pi (d_1 - 2h_{ш1})}{Z_1} - b_{Z1}; \qquad (8.19)$$

$$d_{п0} = \sqrt{\frac{Z_1 b_{п1}^2 - 12{,}6 Q_{п1}}{Z_1 - 5}}. \qquad (8.20)$$

$$r_4 = h = \frac{b_{п1} - d_{п0}}{2\pi} Z_1; \qquad (8.21)$$

$$h_{Z1} = h_{ш1} + r_4 + \frac{d_{п0}}{2} \qquad (8.22)$$

(размер $b_{п1}$ является расчетным).

Ширина раскрытия паза $b_{ш1}$ для снижения зубцовых пульсаций магнитного поля и их влияния выбирается по возможности минимальной. Желательно, чтобы величина $b_{ш1}/\delta$ для СГД не превышала 5—8. Снижение $b_{ш1}$ ограничено возможностями выполнения штампа и, кроме того, ее величина должна позволить укладку обмотки в паз всыпную. Из этого условия

$$b_{ш1} = (d_{из} + 2\Delta_{из}) + (0{,}01 \div 0{,}03)\ см, \qquad (8.23)$$

где $d_{из}$ — диаметр намоточного провода с изоляцией в *см*;
$\Delta_{из}$ — толщина одного слоя изоляции паза в *см*;
0,01—0,03 *см* — допуск на укладку проводников.

Ради снижения дополнительных потерь при меньших $b_{ш1}$ иногда целесообразнее, несмотря на ухудшение заполнения паза, уменьшить диаметр провода СГД, применяя параллельные ветви обмотки или повышая напряжение.

Высота шлица паза $h_{ш1}$ выбирается главным образом по технологическим соображениям. Однако при этом не должно быть чрезмерного насыщения шлица, что эквивалентно увеличению раскрытия паза.

При выборе $b_{ш1}$ и $h_{ш1}$ для СГД можно пользоваться рекомендациями табл. 8.3, для АГД $b_{ш1}$ может быть в 1,2÷1,4 раза больше.

Таблица 8.3

Ширина и высота шлица паза в зависимости от диаметра статора
(размеры даны в *см*)

d_1	1,4—2,5	2,5—4,0	4,0—6,0
$b_{ш1}$	0,04—0,06	0,06—0,08	0,1—0,12
$h_{ш1}$	0,035—0,045	0,045—0,055	0,06—0,08

В отдельных случаях для СГД (особенно при выполнении ротора из нешихтованного материала с заметным проявлением вихревых токов или материала с повышенной выпуклостью петли гистерезиса) может оказаться целесообразной конструкция статора с закрытыми пазами, позволяющая уменьшить завал механической характеристики и добавочные потери. Такая конструкция легче выполнима при внешнем статоре, что дополнительно упрощает и технологию намотки. Для малых ГД обращенного исполнения выполнить ее значительно труднее, однако здесь можно применить магнитомягкую шихтованную втулку или закрыть пазы магнитными клиньями. Перемычка или магнитный клин не должны быть чрезмерно насыщены и их толщина выбирается равной примерно $(0,1—0,15)b_{Z1}$. Увеличение толщины перемычки приводит к возрастанию рассеяния, уменьшению рабочего потока и ухудшению характеристик двигателя. Практически она равна 0,1—0,25 *мм*.

Высота спинки статора так же, как и толщина зубца, определена выбором относительной площади пазов $\xi_{п1}$ (см. разд. 7.4). Лишь для многополюсных машин следует принимать во внимание ее прочность. Минимальная высота спинки $h_{a1\,min}$ по условиям технологии составляет 0,15—0,2 *см* при диаметре внутреннего статора $d_1 \leqslant 3—4$ *см*, а для наружного статора при $d_1 < 3$ *см*. При бо́льших размерах для внутреннего статора $h_{a1\,min} \approx 0,2—0,25$ *см*, для наружного — $h_{a1\,min} \approx 0,25—0,35$ *см*. Выполнение технологических ограничений следует проверять непосредственно при выборе значений k_d и $\xi_{п1}$ по (7.16).

При найденных размерах паза и известных диаметрах статора высота спинки

$$h_{a1} = \pm \frac{d_1}{2}(1-\alpha_0) - h_{Z1}. \qquad (8.24)$$

При равенстве индукций в зубце и спинке статора их размеры связаны вполне определенно:

$$\frac{h_{a1}}{b_{Z1}} \approx \frac{Z_1}{2\pi p}.$$

Это соотношение нарушается, если по условиям технологии приходится увеличивать тот или иной размер статора. При этом нарушается и равенство индукции B_{Z1} и B_{a1}.

Следует указать еще на одну причину, которая может потребовать пересмотра найденных размеров штампа статора. Лобовые части обмотки статора не могут быть размещены, если высота $\left|\frac{1}{2}[(d_1 \mp 2h_{ш1}) - d_п]\right|$ располагаемого объема оказывается меньшей, чем минимально возможная высота лобовых частей $b_{л1}$, равная $h_{Z1} - h_{ш1}$ (см. рис. 7. 1), т. е. если не выполняются неравенства:

$$\left.\begin{aligned} &\text{для обращенного исполнения} - d_1 - 2h_{Z1} \geqslant d_п. \\ &\text{для нормального исполнения} - d_1 + 2h_{Z1} \leqslant d_п. \end{aligned}\right\} \qquad (8.25)$$

В этом случае расчет необходимо провести при меньшей величине $\xi_{п1}$, выбрав значение h_{Z1} в соответствии с условием (8. 25). Высоту спинки статора получим при этом бóльшей, а индукция B_{a1} будет меньше, чем B_{Z1}.

8. 3. РАСЧЕТ ОБМОТОЧНЫХ ДАННЫХ И СОПРОТИВЛЕНИЙ ОБМОТКИ СТАТОРА

Обмоточные данные

Число витков фазы обмотки статора

$$w_{ф1} = \frac{E_1}{4k_B f \cdot \Phi_\delta k_{w1}} = \frac{k_E U}{4k_B f \cdot \Phi_\delta k_{w1}}, \qquad (8.26)$$

где k_B — коэффициент формы поля;
k_E — коэффициент э. д. с.

Поток в воздушном зазоре равен

$$\Phi_\delta = \alpha_\delta \tau l_1 B_\delta \cdot 10^{-4} \ вб, \qquad (8.27)$$

где α_δ — расчетный коэффициент полюсного перекрытия.

Магнитная система ГД обычно насыщена слабо и форму кривой поля можно принять примерно синусоидальной. В этих условиях коэффициент $k_B \approx 1{,}11$, а $\alpha_\delta \approx \frac{2}{\pi} = 0{,}636$.

Величина э. д. с. фазы оценивается с помощью коэффициента k_E:

$$E_1 = k_E U = k_E \frac{U_л}{\sqrt{3}} \; в. \tag{8.28}$$

Коэффициент э. д. с. k_E для ГД обычно невелик, так как речь идет о машинах малой мощности со сравнительно большими сопротивлениями обмотки статора r_1 и x_1, причем r_1 соизмеримо, а порой и больше, чем x_1. Для СГД k_E меньше, чем для АГД из-за относительно бо́льшего тока и меньшего $\cos\varphi$. Чаще всего k_E лежит в пределах 0,6—0,9 (меньшие значения для малых ГД и высоких частот). Область реальных значений k_E показана на рис. 8.4.

Величина коэффициента э. д. с. при желании может быть найдена еще до определения обмоточных данных [см. (9.29) и (10.50)].

Число проводников в пазу

$$u_{п1} = \frac{w_{ф1} a_1}{p q_1}. \tag{8.29}$$

Число параллельных ветвей обычно берут $a_1 = 1$. Однако при больших расчетных диаметрах провода ($d_г > 0{,}5$ *мм*) для облегчения укладки обмотки и обжимки лобовых частей намотка выполняется несколькими параллельными проводами ($a_1 > 1$) меньшего сечения. При двухслойной обмотке $u_{п1}$ должно быть четным.

Сечение провода $s_{а1}$ (без изоляции) определяется из условия максимального заполнения паза медью:

$$s_{а1} = \frac{Q_{п1} k_{з.п}}{u_{п1}} \; см^2. \tag{8.30}$$

Коэффициент заполнения паза по голому проводу $k_{з.п}$ зависит от диаметра провода, изоляции проводников и паза, а также от технологии обмоточных работ. Коэффициент $k_{з.п}$ может быть выбран по статистическим данным, приведенным на рис. 8.5.

В соответствии с найденным сечением подбирается ближайшее стандартное сечение и диаметры — голого $d_г$ и изолированного $d_{из}$ проводов (см. табл. 8.4 и 8.5).

Для обмоток ГД применяют круглые эмалированные провода преимущественно марки ПЭВ-2 и лишь в особых случаях для ГД, работающих при высоких температурах, — эмалированный провод марки ПЭТК или ПЭТВ с повышенной теплостойкостью.

Изоляция паза обычно состоит из одного слоя фторопласта или пленки ПЭТФ толщиной в 0,1 *мм*. Перспективно также применение синтетических покрытий. Как правило, межслойная изоляция не применяется, однако при напряжении питания 115 *в* и выше она необходима, и ее толщина составляет 0,15—0,2 *мм*. Клин чаще всего выполняется из стеклотекстолита толщиной 0,35—0,5 *мм*.

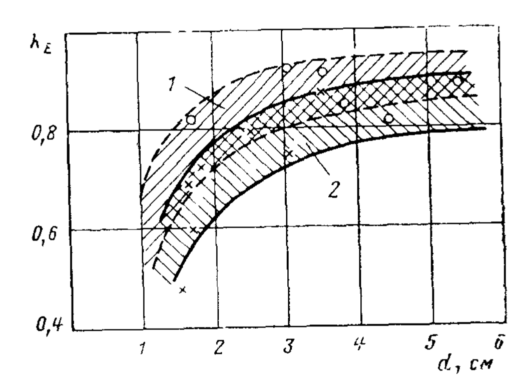


Рис. 8. 4. Коэффициент э. д. с.:

1—для АГД (ооо — опытные данные);
2—для СГД (ххх — опытные данные)

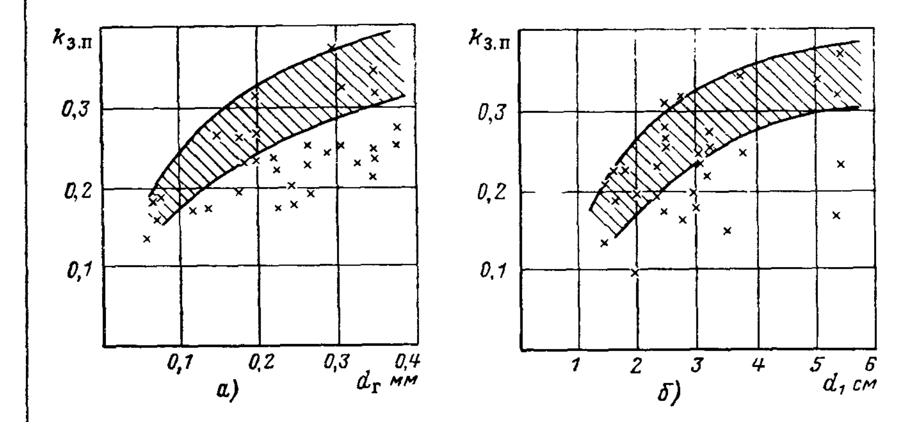


Рис. 8. 5. Зависимость коэффициента заполнения паза (по голому проводу) от диаметра голого провода $d_г$ (*а*) и диаметра статора d_1 (*б*)

(ххх — обозначены данные реальных ГД)

Таблица 8.4

Номинальные диаметры $d_г$ и сечения $s_а$ круглой обмоточной меди

Диаметр d_1 в *см*	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017
Сечение $s_а \cdot 10^4$ в *см*^{2}	0,196	0,283	0,385	0,503	0,636	0,785	0,95	1,131	1,327	1,539	1,767	2,01	2,27
$d_г$	0,018	0,019	0,020	0,021	0,023	0,025	0,027	0,029	0,031	0,033	0,035	0,038	0,041
$s_а \cdot 10^4$	2,53	2,84	3,14	3,46	4,15	4,91	5,73	6,61	7,55	8,55	9,62	11,34	13,20
$d_г$	0,044	0,047	(0,049)	0,051	(0,053)	0,055	(0,057)	0,059	—	—	—	—	—
$s_а \cdot 10^4$	15,21	17,35	18,86	20,4	22,1	23,8	25,5	27,3	—	—	—	—	—

Примечания. 1. До диаметра 0,01 *см* (включительно) проводники изготовляются из твердотянутой меди с повышенным удельным сопротивлением.

2. Диаметры проводников, указанные в скобках, желательно не применять.

Таблица 8.5

Толщина изоляции обмоточных проводов марки ПЭВ-2, ПЭТК и ПЭТВ

Диаметр провода $d_г$ в *см*	0,006—0,014	0,015—0,021	0,023—0,033	0,035—0,049	0,051—0,059
Толщина изоляции двусторонняя в *см*	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007

Параметры обмотки статора

При определении сопротивлений обмотки статора можно практически не считаться с влиянием вытеснения тока даже при 500—1000 *гц* из-за относительно малого сечения провода. Уменьшение индуктивного сопротивления при повышенных пусковых токах тоже несущественно, так как магнитная цепь ГД насыщена слабо. Поэтому параметры обмотки статора можно принять постоянными при изменении режима работы двигателя.

Активное сопротивление фазы обмотки статора

$$r_1 = \varrho_{t1} \frac{2w_{ф1} l_{w1}}{s_{a1} a_1} \text{ ом}. \quad (8.31)$$

Удельное сопротивление материала обмотки ϱ_{t1} для медных проводников при рабочей температуре t_1

$$\varrho_{t1} = 1{,}75 \cdot 10^{-6} [1 + 0{,}004 (t_1 - 15°)] \text{ ом} \cdot \text{см}. \quad (8.32)$$

Средняя длина полувитка l_{w1} обмотки статора

$$l_{w1} = l_1 + l_{л1}, \quad (8.33)$$

где средняя длина лобовой части витка (с одной стороны) $l_{л1}$ может быть приближенно определена как

$$l_{л1} = k_л y \tau, \quad (8.34)$$

а коэффициент $k_л$ по статистическим данным для внутреннего статора при $p=1$ принимается равным 0,8, при $p=2$ — 0,9. Для наружного статора $k_л$ соответственно 1,45 и 1,5.

В конструкторских расчетах часто определяют $l_{л1}$ из (8.34) по величине полюсного деления $\tau_{ср}$, найденного по диаметру, проходящему через середину паза. Здесь при $p=1$ $k_л \approx 1{,}15 \div 1{,}25$, а при $p=2$ — $1{,}25 \div 1{,}35$.

Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора x_1 учитывает рассеяние в пазе и лобовых частях обмотки и так называемое дифференциальное рассеяние, обусловленное высшими гармониками. Соответственно этому в расчет x_1 вводятся коэффициенты магнитной проводимости пазового $\lambda_{п1}$, лобового $\lambda_{л1}$ и дифференциального $\lambda_{д1}$ рассеяния. Суммарный коэффициент магнитной проводимости рассеяния

$$\sum \lambda_1 = \lambda_{п1} + \lambda_{л1} + \lambda_{д1}, \quad (8.35)$$

а

$$x_1 = 15{,}8 \cdot 10^{-8} \cdot f w_{ф1}^2 \frac{l_1}{p \cdot q_1} \sum \lambda_1 \text{ ом}. \quad (8.36)$$

Коэффициенты $\lambda_{п1}$, $\lambda_{л1}$ и $\lambda_{д1}$ для машин общего применения обычно рассчитываются с помощью эмпирических коэффициентов

и формул [5.6; 5.20]. Определение их для ГД связано с рядом дополнительных сложностей из-за относительно плоской конфигурации и малых размеров статора, сравнительно большого объема лобовых частей и специфики их формовки, а также из-за возможности близкого расположения магнитных масс. Пока еще нет достаточно точных данных по расчету сопротивлений рассеяния ГД, поэтому коэффициенты магнитной проводимости подсчитываются приближенно (особенно для лобового рассеяния) по формулам, рекомендуемым для машин общего применения.

Коэффициент магнитной проводимости пазового рассеяния $\lambda_{п1}$ определяется формой и размерами паза и типом обмотки. За счет укорочения двухслойной обмотки (в пазах находятся катушки разных фаз) уменьшается общее потокосцепление и проводимость рассеяния паза. Это учитывается с помощью коэффициентов $k_{\lambda 1}$ и $k_{\lambda 2}$, определяемых в зависимости от шага обмотки y. Для трехфазных двухслойных обмоток при $0{,}66 \leqslant y \leqslant 1$

$$k_{\lambda 1} = \frac{7+9y}{16} \quad \text{и} \quad k_{\lambda 2} = \frac{1+3y}{4}. \tag{8.37}$$

Величина $\lambda_{п1}$ может быть подсчитана по формулам [5.6]. Для грушевидного и полуовального пазов (см. рис. 8.3, *а*, *б*, *в*)

$$\lambda_{п1} = \left[\frac{h_1}{3d_{п1}} \cdot k_{\lambda 1} + \left(0{,}785 - \frac{b_{ш1}}{2d_{п1}} + \frac{h_2}{d_{п1}} + \frac{h_{ш1}}{b_{ш1}}\right) k_{\lambda 2}\right], \tag{8.38}$$

а для паза по рис. 8.3, *г*

$$\lambda_{п1} = \left[\frac{h_1}{3b_{п1}} \cdot k_{\lambda 1} + \left(\frac{h_2}{b_{п1}} + \frac{3h_3}{b_{п1} + 2b_{ш1}} + \frac{h_{ш1}}{b_{ш1}}\right) \cdot k_{\lambda 2}\right]. \tag{8.39}$$

Размеры h_1 и h_2 определяются из эскиза паза с учетом расположения меди обмотки; если для пазов *а* и *б* кромка обмотки лежит ниже центра нижней полуокружности или для пазов *в* и *г* — выше центра верхней полуокружности, то h_2 должна быть взята с отрицательным знаком.

Коэффициент магнитной проводимости лобового рассеяния $\lambda_{л1}$ может быть приближенно подсчитан по формуле, рекомендуемой для корзиночной двухслойной обмотки [5.5]:

$$\lambda_{л1} \approx 0{,}57 \cdot \frac{\tau}{l_1} \cdot q_1 \frac{3y-1}{2}. \tag{8.40}$$

При наличии близлежащих магнитных масс (крышки, кожух, диафрагма и пр. из магнитопроводного материала) значение $\lambda_{л1}$, найденное по (8.40), следует увеличить примерно в 1,4—1,6 раза.

Коэффициент магнитной проводимости дифференциального рассеяния $\lambda_{д1}$ с некоторым приближением определяется как

$$\lambda_{д1} \approx \frac{t_{Z1} \cdot k_{w1}^2}{11{,}9 \cdot \delta \cdot k_\delta}, \tag{8.41}$$

где коэффициент воздушного зазора k_δ находится по (8.53).

8. 4. РАСЧЕТ МАГНИТНОЙ ЦЕПИ И ПАРАМЕТРОВ НАМАГНИЧИВАЮЩЕГО КОНТУРА

Расчет магнитной цепи

Расчет магнитной цепи сводится к определению намагничивающей силы (н. с.) $F_{\delta\mu}$ (или намагничивающего тока $I_{\delta\mu}$). В АГД $F_{\delta\mu}$ затрачивается на проведение потока через всю магнитную цепь двигателя и определяется суммой падений н. с. в статоре $F_{\mu 1}$, роторе $F_{\mu 2}$ и в воздушном зазоре F_{δ}. Для СГД $F_{\delta\mu}$ учитывает лишь падение н. с. в зазоре и статоре. Падение н. с. в роторе F_2 здесь подсчитывается особо. Оно составляет преобладающую долю в общей н. с. и может быть найдено только после того, как выбран материал активной части ротора. Намагничивающий ток, если н. с. подсчитана на пару полюсов, равен:

$$I_{\delta\mu}=\frac{p\cdot F_{\delta\mu}}{0{,}9m_1k_{w1}w_{\text{ф}1}}\ a. \tag{8.42}$$

Н. с. магнитной цепи статора $F_{\mu 1}$ затрачивается на проведение потока через зубцы F_{z1} и спинку F_{a1} статора.

Индукции в зубцах и спинке статора соответственно равны

$$B_{Z1}=B_\delta\ \frac{t_{Z1}}{b_{Z1}\cdot k_{\text{ст}1}}\ \text{тл}; \tag{8.43}$$

$$B_{a1}=B_\delta\cdot\frac{d_1}{2p\cdot k_{\text{ст}1}\cdot h_{a1}}. \tag{8.44}$$

При принятых в разд. 7.4 условиях (если по ряду ограничений не приходится корректировать те или иные размеры статора):

$$B_{Z1}\approx B_{a1}=B_1=B_\delta\Big/\left(\frac{B_\delta}{B_1}\right). \tag{8.45}$$

Индукция в железе статора во избежание чрезмерного насыщения не должна превышать 1,1 *тл* (для стали Э44). Если это условие не выполняется, то приходится задаваться новым (меньшим) значением $\xi_{\text{п}1}$.

Из кривых намагничивания (см. рис. 8.2) по величине индукций B_{Z1} и B_{a1} определяется напряженность поля на данном участке магнитопровода — H_{Z1} и H_{a1} (*а/см*). Тогда падения н.с. в зубцах и спинке статора (на пару полюсов) соответственно равны

$$F_{Z1}=2h_{Z1}\cdot H_{Z1}\quad a; \tag{8.46}$$

$$F_{a1}=\xi_l\cdot H_{a1}\cdot L_{a1}, \tag{8.47}$$

где ξ_l — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения индукции в ярме, определяется по индукции B_{a1} из рис. 8.6.

Средняя длина силовой линии в спинке статора

$$L_{a1}=\frac{\pi(d_0 \pm h_{a1})}{2p}\ см. \qquad (8.48)$$

Н. с. магнитной цепи ротора $F_{\mu 2}$ определяется по уравнениям (8.46) и (8.47) при соответствующей замене величин, относящихся к статору, на величины ротора. Средняя длина силовой линии в спинке ротора

$$L_{a2}=\frac{\pi(d_2 \mp h_{a2})}{2p}, \qquad (8.49)$$

а индукция B_{a2} определяется по (8.44).

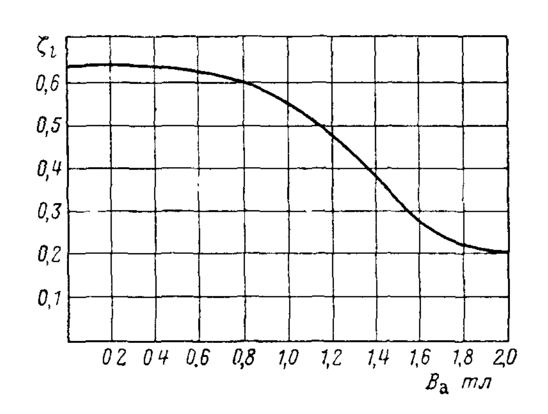


Рис. 8.6. К определению падения н. с. в спинке статора и ротора $\zeta_l=f(B_a)$

При круглом пазе индукция в зубце ротора B_{Z2} определяется по расчетной ширине зубца b'_{Z2}:

$$B_{Z2}=B_\delta\cdot\frac{t_{Z2}}{k_{ст2}b'_{Z2}}, \qquad (8.50)$$

где

$$b'_{Z2}=\frac{\pi}{Z_2}\left(d_3 \pm \frac{2}{3}d_{п2} \pm 2h_{ш2}\right)-0{,}94d_{п2}, \qquad (8.51)$$

а зубцовый шаг по ротору $t_{Z2}=\frac{\pi d_3}{Z_2}$. (8.52)

Величина B_{Z2} обычно не должна превышать 1,1÷1,2 *тл*.

Приведенный воздушный зазор $\delta'=k_\delta k_\mu \delta$ представляет собой эквивалентную величину зазора, падение н. с. в котором равно действительной полной затрате н. с. на проведение потока через всю машину (для СГД без учета ротора).

Коэффициент воздушного зазора k_δ учитывает увеличение н. с. из-за открытия пазов. В общем случае

$$k_\delta = k_{\delta 1} \cdot k_{\delta 2}. \tag{8.53}$$

Коэффициент $k_{\delta 1}$, учитывающий пазы на статоре

$$k_{\delta 1} = \frac{5 + \frac{b_{ш1}}{\delta}}{5 + \frac{b_{ш1}}{\delta}\left(1 - \frac{b_{ш1}}{t_{Z1}}\right)}. \tag{8.54}$$

Коэффициент воздушного зазора ротора $k_{\delta 2}$, учитывающий наличие пазов на роторе, определяется по (8.54) при подстановке соответствующих значений $b_{ш2}$ и t_{Z2} ротора. Для СГД, лишенного пазов на роторе, $k_{\delta 2} = 1$.

Коэффициент насыщения k_μ для АГД

$$k_\mu = 1 + \frac{F_{Z1} + F_{a1} + F_{Z2} + F_{a2}}{1{,}6 \cdot \delta \cdot k_\delta \cdot B_\delta \cdot 10^4}. \tag{8.55}$$

Для СГД k_μ учитывает лишь насыщение статора — $k_\mu = k_{\mu 1}$:

$$k_{\mu_1} = 1 + \frac{F_{Z1} + F_{a1}}{1{,}6 \cdot \delta \cdot k_\delta \cdot B_\delta \cdot 10^4}. \tag{8.56}$$

Полная н. с., затрачиваемая на проведение потока через магнитную цепь, равна

$$F_{\delta\mu} = 1{,}6 \cdot \delta' \cdot B_\delta \cdot 10^4 \ a. \tag{8.57}$$

Потери в стали

Потери в стали представляют собой сумму потерь в стали зубцов и ярма. Потери в стали статора

$$\Delta P_{ст1} = p_0 k_{об} [m_{Z1} \cdot B_{Z1}^2 + m_{a1} B_{a1}^2] \ вт, \tag{8.58}$$

где p_0 — удельные потери данной марки стали в *вт/г* при рабочей частоте и данной толщине листа для индукции в 1 *тл* (см. табл. 8.6).

Таблица 8.6

Удельные потери в стали Э44 при индукции в 1 *тл*

Частота f в *гц*	400			1000		
Толщина листа в *мм*	0,35	0,2	0,1	0,35	0,2	0,1
$p_0 \cdot 10^3$ в *вт/г*	19	12,5	10,5	80	44	32

Массы зубцов m_{Z1} и спинки m_{a1} статора определяются как

$$m_{Z1} = Z_1 h_{Z1} \cdot b_{Z1} l_1 \varrho_{ст} \cdot k_{ст1} \; г; \tag{8.59}$$

$$m_{a1} = \frac{\pi}{2} [(d_1 \mp 2h_{Z1}) + d_0] \cdot h_{a1} \cdot l_1 \cdot \varrho_{ст} \cdot k_{ст1}. \tag{8.60}$$

Коэффициент обработки $k_{об}$ учитывает увеличение потерь за счет обработки железа, нарушения изоляции между пластинами, а также от неравномерности распределения индукции. Он трудно поддается учету и меняется в широких пределах. Из практики известно, что особенно резко возрастают потери при замыкании пластин пакета по наружному и по внутреннему диаметрам. В среднем для ГД можно выбирать $k_{об}$ в пределах 2÷3.

Если учесть связь индукции B_{Z1} и B_{a1} с индукцией воздушного зазора B_δ по (8.43) и (8.44), а также уравнения (8.59) и (8.60), то получим удобное для пользования выражение

$$\Delta P_{ст1} = \pi^2 \cdot d_1^2 l_1 \cdot \nu_{ст} B_\delta^2 \; вт, \tag{8.61}$$

где

$$\nu_{ст} = \frac{k_{об} \cdot p_0 \cdot \varrho_{ст}}{k_{ст1} Z_1} \left[\frac{h_{Z1}}{b_{Z1}} \pm \frac{Z_1}{4\pi p^2} \; \frac{(d_1 \mp 2h_{Z1}) + d_0}{(d_1 \mp 2h_{Z1}) - d_0} \right] \tag{8.62}$$

(здесь, как и прежде, верхние знаки относятся к обращенному, а нижние — к нормальному исполнению ГД).

Потери в стали ротора АГД и создаваемый ими момент в расчетах обычно не учитываются. В номинальном режиме из-за малой частоты перемагничивания эти потери пренебрежимо малы, а при пуске они составляют несущественную долю в общем потреблении.

Сопротивления намагничивающего контура

Так как ГД насыщены относительно слабо, то можно не считаться с изменением насыщения при изменении их режима работы и параметры намагничивающего контура принять постоянными.

Активное r_m и индуктивное x_m сопротивления намагничивающего контура схемы замещения по рис. 5.1 легко выражаются через сопротивления r_0 и x_0, включенные в намагничивающий контур параллельно. Последние определяются соответственно через потери в стали статора и намагничивающий ток:

$$r_0 = \frac{m_1 E_1^2}{\Delta P_{ст1}}, \quad а \quad x_0 = \frac{E_1}{I_{\delta\mu}}. \tag{8.63}$$

Так как $x_0 \ll r_0$, то

$$r_m = \frac{x_0^2 \cdot r_0}{r_0^2 + x_0^2} \approx \frac{x_0^2}{r_0}; \quad x_m = \frac{x_0 r_0^2}{r_0^2 + x_0^2} \approx x_0. \tag{8.64}$$

Тогда с помощью выражений (8.26), (8.57) и (8.61) получим

$$r_m = 3{,}07 \cdot 10^{-8} m_1 (k_{w1} \cdot w_{ф1})^2 \frac{d_1^2 l_1}{p^2 \cdot (\delta')^2} \cdot \nu_{ст} \ ом; \tag{8.65}$$

$$x_m = 2{,}5 \cdot 10^{-8} \cdot m_1 (k_{w1} \cdot w_{ф1})^2 \cdot f \cdot \frac{d_1 l_1}{p^2 \delta'}. \tag{8.66}$$

Глава девятая

Проектирование асинхронного гиродвигателя*

9.1. РАЗМЕРЫ РОТОРА

Центральным вопросом при определении геометрических размеров ротора АГД является, как и для статора, распределение его объема на медь и сталь. От этого зависит величина приведенного активного сопротивления ротора r_2', определяющего во многом параметры механической характеристики и энергетические показатели двигателя. Рассмотрим влияние r_2' при данных объемах статора и ротора (k_d=const), при неизменных параметрах статора и одинаковых исходных данных.

Изменение r_2' не меняет величину максимального момента и, следовательно, не скажется заметно на времени разбега (при $0{,}2 \leqslant s_к \leqslant 1$) (разд. 5.3). Однако уменьшение r_2' смещает максимум момента в сторону меньших скольжений $s_к$, пропорционально меняется и номинальное скольжение $s_н$. Это означает, что возрастает крутизна механической характеристики

$$\frac{dM}{ds}_{(s \to 0)} = M_м \frac{2 + \gamma s_k}{s_к} \backsim \frac{1}{r_2'}$$

и повышается стабильность скорости вращения.

Главное же заключается в том, что снижение r_2' позволяет улучшить к. п. д. Так как от изменения r_2' не зависит произведение $\gamma s_н$, то из (9.47) можно убедиться, что при прочих равных условиях к. п. д. тем выше, чем меньше $s_н$, т. е. чем меньше r_2'.

Повышение к. п. д. и стабильности скорости без проигрыша во времени разбега делает целесообразным при проектировании ротора такой выбор его геометрии, при которой сопротивление r_2' было бы по возможности минимальным. Существенным ограничением при этом является уменьшение пускового момента и возрастание пускового тока. В ходе расчета при проверке пускового момента

* В главе рассмотрены лишь основные вопросы проектирования асинхронного ГД. Последовательность расчета АГД изложена в разд. 9.5.

$M_п$ (или кратности $k_п$) и тока $I_{1п}$ может потребоваться некоторая корректировка выбранных размеров ротора, однако рекомендации по k_d таковы, что r'_2 не получается слишком малым.

Для снижения r'_2 размеры короткозамыкающего кольца беличьей клетки следует выбирать максимально возможными по условиям размещения. Увеличение размера паза ограничено возможным насыщением спинки и минимальным ее размером из технологических соображений. Однако насыщение спинки ротора сказывается лишь на некотором увеличении намагничивающего тока, ибо потери в стали (ввиду их малости) в номинальном режиме можно не учитывать. Поэтому индукцию в спинке ротора B_{a2} целесообразно выбирать возможно бóльшей, не допуская лишь чрезмерного насыщения. Выбрав B_{a2}, мы практически распределили заданный объем ротора на медь и сталь.

Диаметр поверхности ротора d_3, обращенной к статору (см. рис. 7.1), находится как

$$d_3 = d_1 \pm 2\delta, \tag{9.1}$$

а диаметр d_2 известен в качестве исходных данных.

Длина пакета ротора выбирается на 0,05÷0,2 *см* бóльшей, чем длина пакета статора для компенсации возможного (за счет поля допусков) осевого смещения пакетов при сборке:

$$l_2 = l_1 + (0{,}05 \div 0{,}2)\ \textit{см}. \tag{9.2}$$

Размеры короткозамыкающего кольца ротора:

$$\text{ширина}\quad a_к = \frac{1}{2}(L_2 - l_2); \tag{9.3}$$

$$\text{высота}\quad b_к = \pm(0{,}85 \div 0{,}95)\frac{d_2 - d_3}{2}. \tag{9.4}$$

Для того, чтобы беличья клетка была достаточно жесткой, обычно $a_к \geqslant 0{,}1$—$0{,}15$ *см*.

Высота спинки ротора (см. рис. 7.4)

$$h_{a2} = \frac{d_3}{2pk_{ст2}}\,\frac{B_\delta}{B_{a2}}. \tag{9.5}$$

Индукция B_{a2} выбирается $\approx 1{,}2$—$1{,}3$ *тл*. По технологическим условиям $h_{a2} \geqslant 0{,}15$—$0{,}25$ *см* (большие значения для ГД обращенного исполнения и больших размеров).

Наибольшее применение для ротора находит круглый паз (рис. 9.1), обеспечивающий простоту изготовления штампа и заливки. В отдельных случаях для внутреннего ротора при затруднениях в размещении нужного числа круглых пазов может быть использован и грушевидный паз. Часто в штампе паз выполняется закрытым, а затем для снижения рассеяния открывается фрезеро-

ванием. Ширина раскрытия $b_{ш2}$ выбирается минимальной 0,04—0,08 *см*, а высота шлица $h_{ш2}=0{,}02—0{,}05$ *см*.

Следует отметить, что существующее иногда мнение о целесообразности применения для АГД глубоких или двойных пазов ротора представляется ошибочным. Известно, что за счет вытеснения тока при пуске увеличивается r'_2, возрастает момент, а ток уменьшается. Однако эффект вытеснения при малых размерах АГД проявляется слабо, а увеличение r'_2 незначительно еще и потому, что доля сопротивления стержней в общем сопротивлении короткозамкнутой обмотки обычно невелика. Главное же в том, что приходится увеличивать толщину ротора и заметно снижать объем статора. Ухудшение показателей ГД в номинальном режиме, связанное с этим, не компенсирует некоторое улучшение пусковых характеристик, поэтому применение такого ротора может обсуждаться лишь для весьма крупных ГД.

Диаметр круглого паза (см. рис. 7.4):

$$d_{п2}=\frac{1}{2}[\pm(d_2-d_3)-2h_{а2}-2h_{ш2}]. \qquad (9.6)$$

Для удовлетворительной заливки $d_{п2}\geqslant 0{,}15—0{,}2$ *см*.

Рис. 9.1. Паз ротора АГД

Минимальная ширина зубца $b_{Z2\min}$ ротора

$$b_{Z2_{\min}}=\frac{\pi}{Z_2}[d_3\pm(2h_{ш2}+d_{п2})]-d_{п2}. \qquad (9.7)$$

По технологическим условиям $b_{Z2\min}\geqslant 0{,}07\div 0{,}1$ *см*. Если технологические ограничения по $h_{а2}$, $d_{п2}$ или $b_{Z2\min}$ не могут быть одновременно выполнены, то необходимо внести коррективы в расчет, выбрав большую относительную толщину ротора.

Пакет ротора так же, как и пакет статора, обычно выполняется из стали Э44, но с большей толщиной листа — 0,35 или 0,5 *мм*. Так как в номинальном режиме потери в стали ротора практически равны нулю, то при необходимости могут быть использованы и иные марки стали (Э31, Э41, Э42, Э43). Коэффициент заполнения сталью пакета ротора $k_{ст2}$ выбирается по табл. 8.2.

9.2. РАСЧЕТ ОБМОТОЧНЫХ ДАННЫХ И СОПРОТИВЛЕНИЙ ОБМОТКИ РОТОРА

Обмоточные данные

Выбор числа пазов ротора Z_2 является одним из важнейших и вместе с тем весьма сложным этапом проектирования АГД. Одновременная зубчатость ротора и статора порождает до-

полнительные высшие гармоники в кривой поля и усугубляет вредные последствия, вызываемые ими. Для устранения или уменьшения этого влияния должен быть произведен соответствующий выбор Z_2 в зависимости от числа пазов статора Z_1 и числа пар полюсов p. Выявлению рационального сочетания Z_1, Z_2 и p посвящены многочисленные работы [5. 1], [5. 17], [5. 19], результаты которых в основном сводятся к следующему.

1. Для уменьшения синхронных паразитных моментов, проявляющихся при неподвижном роторе и препятствующих его пуску (прилипание), должны быть выполнены условия:

$$g_2 Z_2 \neq g_1 Z_1 \quad \text{и} \quad Z_2 \neq 6pg, \tag{9.8}$$

где g_1 и g_2 равны 1 или 2 и могут быть и равны и не равны друг другу; g — любое целое положительное число.

Для устранения синхронных моментов в двигательном режиме ($0<s<1$) необходимо, чтобы

$$g_2 Z_2 \neq g_1 Z_1 + 2p \quad \text{и} \quad Z_2 \neq 6pg + 2p. \tag{9.9}$$

В ряде случаев, когда по условиям применения необходимо быстро затормозить ГД после отключения, используют режим торможения противовключением. Чтобы устранить синхронные моменты как в двигательном, так и в тормозном режиме, необходимо вместо (9. 9) соблюсти условия

$$g_2 Z_2 \neq g_1 Z_1 \pm 2p; \quad Z_2 \neq 6pg \pm 2p. \tag{9.10}$$

2. Для снижения периодически меняющихся тангенциальных и радиальных сил, приводящих к вибрации ротора и отдельных частей двигателя, Z_2 должно быть выбрано из условий

$$Z_2 \neq 6pg + 1; \quad Z_2 \neq 6pg \pm 2p \pm 1. \tag{9.11}$$

3. Асинхронные паразитные моменты устраняются в первую очередь соответствующим выбором обмотки статора (укорочение, большое q_1), но для устранения моментов от гармонических порядка большего $\left(\frac{Z_1}{p} - 1\right)$ должно быть

$$Z_2 \leqslant 1{,}25(Z_1 + p). \tag{9.12}$$

При выборе Z_2 необходимо учитывать также энергетические и технологические условия. Так, при малом Z_2 для обеспечения одного и того же r_2' приходится увеличивать размер паза. А это требует увеличения толщины ротора и уменьшения объема статора и приводит к снижению к. п. д. В силу этого, например, не удается обычно выполнить условие (9. 12) для наружного ротора. При большом Z_2, наоборот, размеры паза малы, что усложняет заливку и снижает качество выполнения обмотки. Для внутреннего ротора при прочих равных условиях из-за возможностей размещения дол-

жно быть выбрано меньшее число Z_2. В отдельных случаях существенна и унификация. Именно этим, по-видимому, можно объяснить, что для реальных ГД широко используется $Z_2=23$. Хотя оно и не универсально, но с определенными оговорками может быть применено при $p=1$ и 2 для $Z_1=12$ и 18.

Несмотря на большое количество работ, посвященных данному вопросу, в теории электрических машин нет еще определенных строгих рекомендаций по выбору рационального числа Z_2. Чаще всего эти рекомендации устанавливаются на основе обобщения практики машин данного типа. Особые сложности возникают при выборе Z_2 для малых Z_1 и p. Строго говоря, по условиям (9.8)—(9.12) при $p=1$ нет такого сочетания Z_2 и Z_1, которое не приводило бы к тем или иным неприятным последствиям. Выбор Z_2 (табл. 9.1) здесь почти всегда связан с определенным компромиссом и еще более усложняется при применении на статоре обмотки с дробным q_1.

Таблица 9.1

Рекомендуемые числа пазов ротора АГД с короткозамкнутым ротором*

p	Статор		Ротор
	Z_1	q_1	Z_2
1	6	1	(9), (10), (17)
	9	1,5	(13), (16)
	12	2	[10], 16, (17), (19), (21), (22), (23)
	18	3	(17), (19), (21), 22, (23), (26)
	24	4	[16], (19), (22), 28, 32
2	12	1	(19), (22), (23)
	18	1,5	(23), (26)
	24	2	[16], [20], (21), 22, (23), 30, 32, 34
	36	3	[14], [22], [26], 30, 42, 46
3	18	1	(19), 22
	36	2	[26], 30, 40, 46

* Значения Z_2, указанные в круглых скобках, рекомендуются при скосе пазов, а в квадратных—лишь для внутреннего ротора.

Эффективной мерой для снижения влияния зубцовых гармонических является *скос пазов*. При этом происходит как бы выравнивание проводимости воздушного зазора при вращении ротора от-

носительно статора. Обычно скос пазов ротора выполняют на величину, равную примерно зубцовому делению статора: $b_{ск} \approx t_{Z1}$. Применение скоса заметно расширяет возможности выбора Z_2. Рекомендации по Z_2 при наличии скоса практически устанавливаются лишь на основании эксперимента. Скос пазов особо должен быть рекомендован для АГД с $q_1 = 1$ и 1,5.

Однако скос снижает общее потокосцепление между ротором и статором, что вызывает некоторое ухудшение использования двигателя. Изменяется также результирующее магнитное поле вдоль машины [5.4], возрастает дифференциальное рассеяние и индуктивное сопротивление ротора x_2'.

В практических расчетах при скосе пазов учитывают уменьшение потокосцепления, приводящее к уменьшению э. д. с., наводимой в обмотке ротора, вводя коэффициент скоса $k_{ск}$, выступающий как обмоточный коэффициент k_{w2} ротора (при наличии скоса — $k_{w2} = k_{ск}$, а при отсутствии — $k_{w2} = 1$):

$$k_{ск} = \frac{\sin \frac{b_{ск} \cdot p}{d_1}}{\frac{b_{ск} p}{d_1}} = \frac{\sin \frac{\pi p}{Z_1} \cdot \beta_{ск}}{\frac{\pi \cdot p}{Z_1} \cdot \beta_{ск}}, \qquad (9.13)$$

где $\beta_{ск} = b_{ск}/t_{Z1}$ — относительный скос пазов ротора (в долях зубцового деления статора). Обычно $\beta_{ск} \approx 1$. При $Z_1/2p \geqslant 6$ — $k_{ск} \approx 1$.

Обмотка ротора чаще всего выполняется из чистого алюминия А1 и А2 (до 99% Al) или алюминиевых сплавов АЛ2 и АЛ9 (см. табл. 9.2) с заметным (до 10—13%) содержанием кремния. Сплавы обладают хорошей жидкотекучестью. Линейная усадка 0,8—1,1%, объемная — 3—3,8%. Сплав АЛ2 применяется при изменении окружающей температуры от —60 до +60° С, а АЛ9 — от —60 до +150° С. Механическая прочность АЛ9 выше, чем АЛ2.

Таблица 9.2

Основные физические свойства материалов, применяемых для обмотки ротора

Материал	Плотность $г/см^3$	Удельное сопротивление при 15 °С *ом·см*	Температурный коэффициент сопротивления	Коэффициент линейного расширения 1/°С	Удельная теплоемкость *вт·сек* °С	Удельная теплопроводность λ *вт/см* °С
Медь	8,95	$1{,}75 \cdot 10^{-6}$	$4{,}3 \cdot 10^{-3}$	$1{,}65 \cdot 10^{-5}$	0,39	3,75
Al, A2	2,71	$(2{,}8-3{,}1) \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$2{,}38 \cdot 10^{-5}$	0,89	2,03
АЛ2	2,65	$5{,}1 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$2{,}11 \cdot 10^{-5}$	0,835	1,68
АЛ9	2,66	$4{,}55 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$2{,}3 \cdot 10^{-5}$	0,876	1,5

Короткозамкнутая обмотка ротора изготовляется из алюминия или его сплава методами центробежного литья или литья под дав-

лением. При малых размерах паза ($d_{п2}<0{,}15—0{,}2$ *см*) качество заливки невысокое: она неоднородна, образуются воздушные включения и раковины и возможен даже разрыв стержней. В этом случае обмотка может быть выполнена из закладываемых с торца медных стержней, которые затем впаиваются в отверстия к. з. колец. Однако такая обмотка немонолитна, а значит, нестабильна в смысле смещения центра массы ГД, и применяют ее редко. Более целесообразно выполнение медной обмотки гальваническим методом или прессованием (к. з. кольца изготовляются из медного порошка). Чтобы получить точно такое же сопротивление ротора, как при алюминии, здесь из-за меньшего удельного сопротивления можно уменьшить толщину ротора, увеличив объем статора и к. п. д. ГД.

Удельное сопротивление алюминия и его сплавов после заливки возрастает за счет увеличения примеси кремния и железа (в процессе плавки и соприкосновения с пакетом), поглощения ими газов и окисления, а также из-за усадки при застывании. В соответствии с этим в расчет вводится обычно условное удельное сопротивление, которое при 15° С можно для алюминия принять $\varrho \approx 3{,}5 \cdot 10^{-6}$ *ом·см*, а для АЛ2 и АЛ9 соответственно $6 \cdot 10^{-6}$ и $5{,}3 \cdot 10^{-6}$ *ом·см*.

Для к. з. обмотки ротора пазовой изоляции не применяют и сечение стержня s_{a2} принимается равным площади паза $Q_{п2}$. К. з. кольца обмотки непосредственно прилегают к пакету.

Сопротивления обмотки ротора

Из-за относительно малых размеров при расчете АГД обычно не учитывают эффект вытеснения тока. Сопротивления ротора принимаются при этом неизменными при любом скольжении s. Лишь в отдельных случаях для крупных АГД при $f \geqslant 1000$ *гц* эффект вытеснения может быть достаточно заметным. Наиболее он проявляется при пуске, увеличивая момент и снижая ток. По мере разгона это влияние ослабевает и в районе номинальных скольжений не сказывается на характеристиках АГД.

Практически эффект вытеснения следует учитывать, если высота h_c обмотки больше эквивалентной глубины проникновения тока [5. 20]:

$$h_c \geqslant 5 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{\varrho_{t2}}{f \cdot s}}\ см.$$

Например, если $f=400$ *гц* и обмотка из АЛ2, то вытеснение тока будет заметно при высоте стержня, превышающей 0,65 *см*. Эффект вытеснения тока может проявляться и в короткозамыкающих кольцах, если они окружены (вплотную или с небольшим зазором) массивными магнитными массами маховика, крышек, корпуса и пр. В этом случае приближенно кольцо рассматривается как стержень, лежащий в прямоугольном пазе. При необходимости увеличение активного и уменьшение индуктивного сопротивлений ротора из-за вытеснения тока можно учесть по [5.20].

Приведенное активное сопротивление

$$r_2' = 4 \cdot m_1 \frac{w_{\text{ф}1}^2}{Z_2} \left(\frac{k_{w1}}{k_{w2}}\right)^2 [r_{\text{с}} + r_{\text{к}}] =$$

$$= 4 \cdot \frac{m_1 w_{\text{ф}1}^2}{Z_2} \left(\frac{k_{w1}}{k_{w2}}\right)^2 \varrho_{t2} \left[k_{\text{зап}} \frac{4 l_2}{\pi d_{\text{п}2}^2} + \frac{\pi D_{\text{к}}}{2 a_{\text{к}} b_{\text{к}} Z_2 \sin^2 \frac{\pi p}{Z_2}} \right] \text{ ом}, \quad (9.14)$$

где средний диаметр короткозамыкающего кольца

$$D_{\text{к}} = d_3 \pm b_{\text{к}}; \quad (9.15)$$

ϱ_{t2} — удельное сопротивление материала обмотки ротора при рабочей температуре t_2.

Коэффициент $k_{\text{зап}}$ учитывает увеличение сопротивления стержней за счет неоднородной заливки или некачественной пайки их с кольцами ($k_{\text{зап}} \approx 1{,}25$).

При $\frac{Z_2}{2p} \geqslant 6$ $\sin \frac{\pi p}{Z_2} \approx \frac{\pi p}{Z_2}$.

Для АГД, как относительно коротких машин, сопротивление стержней $r_{\text{с}}$ обычно меньше (особенно при $p=1$), чем сопротивление к. з. колец $r_{\text{к}}$:

$$\frac{r_{\text{с}}}{r_{\text{к}}} = \frac{8 l_2 a_{\text{к}} b_{\text{к}} p^2}{D_{\text{к}} d_{\text{п}2}^2 Z_2} \approx \pm \frac{4 l_2^2 \left(\frac{L_2}{l_2} - 1\right)}{d_{\text{п}2}^2} \cdot \frac{\beta - 1}{\beta + 1} \frac{p^2}{Z_2}. \quad (9.16)$$

Если принять $Z_2 \approx 20$; $\beta \approx 1{,}35$; $\frac{L_2}{l_2} \approx 1{,}5$, то при $p=1$ отношение $\frac{r_{\text{с}}}{r_{\text{к}}} \approx 0{,}015 \cdot \left(\frac{l_2}{d_{\text{п}2}}\right)^2$ и в реальных случаях равно $0{,}25 - 1{,}0$.

Приведенное индуктивное сопротивление рассеяния

$$x_2' = 31{,}6 \cdot 10^{-8} \cdot m_1 w_{\text{ф}1}^2 \left(\frac{k_{w1}}{k_{w2}}\right)^2 f l_2 \frac{\sum \lambda_2}{Z_2} \text{ ом}. \quad (9.17)$$

Суммарный коэффициент магнитной проводимости рассеяния ротора $\Sigma\lambda_2$ может быть найден по составляющим его коэффициентам [5. 6]:

$$\sum \lambda_2 = \lambda_{\text{п}2} + \lambda_{\text{д}2} \frac{l_1}{l_2} + \lambda_{\text{д}2} \left[1 + \beta_{\text{ск}}^2 \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)^2\right]. \quad (9.18)$$

Коэффициент пазового рассеяния для круглого паза

$$\lambda_{\text{п}2} = 0{,}62 + \frac{h_{\text{ш}2}}{b_{\text{ш}2}}. \quad (9.19)$$

Коэффициент магнитной проводимости колец

$$\lambda_{л2}=\frac{2,9\,D_к}{Z_2\left(2\sin\frac{\pi p}{Z_2}\right)^2 l_2}\lg\frac{4,7D_к}{a_к+2b_к}. \qquad (9.20)$$

Если кольца находятся непосредственно вблизи крышек и маховика из магнитного материала, то рассеяние их возрастает и найденное значение $\lambda_{л2}$ нужно увеличить примерно в 1,25 раза.

Коэффициент магнитной проводимости дифференциального рассеяния

$$\lambda_{д2}=\frac{t_{Z2}}{11,9\cdot k_\delta\delta}. \qquad (9.21)$$

9.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДУКЦИИ В ВОЗДУШНОМ ЗАЗОРЕ

Для того, чтобы обеспечить при известных размерах электродвигателя требуемый максимальный момент, необходимо иметь вполне определенную величину индукции в воздушном зазоре B_δ. Ее величина при данном максимальном моменте $M_м=k_м M_н$ может быть определена из (5.4) с помощью (8.26) и (8.27):

$$B_\delta=8\cdot10^2\cdot k_E\sqrt{\frac{c_1 p}{m_1 k^2_{w_1}\cdot w^2_ф\cdot f}\,\frac{r_1}{d_1^2 l_1^2}\left(1+\frac{2}{\gamma s_к}\right)k_м M_н}\ \ тл. \qquad (9.22)$$

Требуемая величина B_δ должна быть определена до того, как найдены обмоточные данные и некоторые размеры двигателя (в частности, размеры штампа ротора). Выражение (9.22) позволит это, если ввести относительные параметры схемы замещения АГД, не зависящие от обмоточных данных. Для этого удобно, например, отнести их к индуктивному сопротивлению намагничивающего контура x_m.

С помощью (8.31), (8.36), (8.65), (8.66) и (9.17) относительные параметры АГД:

$$[r_1]=\frac{r_1}{x_m}=1,6\cdot10^8\frac{\varrho_{t1}}{k_{з.п}}\cdot\frac{p^2}{k^2_{w1}}\,\frac{l_w}{l_1}\,\frac{\delta'}{d_1}\,\frac{1}{f\cdot Z_1 Q_{п1}}; \qquad (9.23)$$

$$[x_1]=\frac{x_1}{x_m}=12,75\cdot\frac{p^2}{k^2_{w_1}}\,\frac{\delta'}{d_1}\,\frac{\sum\lambda_1}{Z_1}; \qquad (9.24)$$

$$[x_2']=\frac{x_2'}{x_m}=12,75\frac{p^2}{k^2_{w2}}\,\frac{\delta'}{d_1}\,\frac{l_2}{l_1}\,\frac{\sum\lambda_2}{Z_2}; \qquad (9.25)$$

$$[r_m]=\frac{r_m}{x_m}=1,24\,\frac{d_1}{\delta'}\,\frac{\nu_{ст}}{f}, \qquad (9.26)$$

где $\nu_{ст}$ определяется по (8.62).

Относительные индуктивные сопротивления $[x_1]$ и $[x_2']$ для реальных АГД с $p=1$ обычно составляют 0,05—0,1 и очень незначительно уменьшаются с увеличением их габаритов. Пределы изменения $[r_1]$ значительно шире и его уменьшение с ростом габаритов происходит весьма интенсивно. Для АГД обращенного исполнения с $d_н=2{,}4$ *см* при $f=400$ *гц* и $p=1$ $[r_1]\approx0{,}13$—0,2, а при $d_н=6{,}2$ *см* $[r_1]\approx0{,}017$—0,023. Параметр $[r_m]$ обычно 0,06—0,1.

Для того, чтобы найти относительные параметры, не требуется знать обмоточные данные. Сопротивление $[x_2']$, как это следует из (9.17)—(9.21), может быть найдено и до того, как произведено распределение объема ротора на медь и сталь.

С помощью (8.66) и (9.23) выражение для индукции в воздушном зазоре B_δ при номинальном режиме работы АГД примет вид

$$B_\delta=0{,}126k_E\sqrt{\frac{c_1}{p\delta'}\frac{[r_1]}{d_1l_1}\cdot\left(1+\frac{2}{\gamma s_к}\right)k_м M_н}\ \textit{тл}. \tag{9.27}$$

Через относительные параметры может быть найдено произведение

$$\gamma s_к=\frac{2[r_1]}{\sqrt{[r_1]^2+([x_1]+c_1[x_2'])^2}} \tag{9.28}$$

и подсчитан коэффициент э. д. с. k_E в номинальном режиме*:

$$k_E=\sqrt{\frac{\left(\frac{r_2'}{s_н}\right)^2+(x_2')^2}{\left[r_1+c_1\left(\frac{r_2'}{s_н}\right)\right]^2+(x_1+c_1x_2')^2}}, \tag{9.29}$$

где величина $\frac{[r_2']}{s_н}$ определяется по требуемой кратности момента $k_м$:

$$\frac{[r_2']}{s_н}=\frac{2[r_1]}{c_1}\left\{\frac{k_м[2+(\gamma s_к)]}{(\gamma s_к)}-1\right\}.$$

Коэффициент рассеяния

$$c_1=\sqrt{\frac{(r_1+r_m)^2+(x_1+x_m)^2}{r_m^2+x_m^2}} \tag{9.30}$$

также может быть найден через относительные параметры. Обычно $c_1\approx1{,}05$—1,1 (бóльшие значения относятся к малым ГД).

Для определения приведенного воздушного зазора $\delta'=k_\mu k_\delta\delta$ коэффициент k_δ может быть подсчитан по (8.53) и (8.54), а коэффициентом насыщения k_μ надо предварительно задаться. Следует

---

* Диапазон реальных значений k_E для АГД приведен на рис. 8.4.

отметить, что неточность в предопределении k_μ и δ' не скажется на величине $\gamma s_к$ и k_E, так как они находятся по отношению параметров. То же относится и к величине B_δ, определяемой по (9.27), ибо $[r_1]/\delta'$ не зависит от δ'. Поэтому выбор k_μ на этой стадии расчета может быть сделан достаточно произвольно (обычно для АГД k_μ составляет 1,2—1,7).

Если проектируется ГД двухстаторного исполнения, то B_δ и характеристики рассчитываются для одного двигателя на половину момента нагрузки $M_н$.

Требуемая индукция B_δ тем больше, чем выше момент $M_н$ и кратность $k_м$ двигателя и меньше его размеры. Из анализа реальных АГД и результатов расчета оптимальных вариантов на ЭВМ следует, что $B_\delta \frac{d_н L_1}{\sqrt{M_н k_м}}$ почти не зависит от габаритов двигателя и при $p=1$ и обращенном исполнении обычно $\approx 1{,}75$—2, 4; большие значения относятся к более коротким ГД с $\frac{L_1}{d_н} < 0{,}4$. При увеличении числа пар полюсов, но постоянной скорости вращения указанное отношение несколько уменьшается.

9.4. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК

Расчет характеристик АГД при известных его параметрах не представляет сложностей и может быть произведен общеизвестными способами — либо по круговой диаграмме, либо непосредственно по схеме замещения [5, 20]. В последнем случае удобней использовать схему замещения с вынесенным намагничивающим контуром. Если приходится считаться с вытеснением тока, то в зоне больших скольжений, где этот эффект может быть заметен, для каждого s должны быть найдены свои значения r_2' и x_2'.

При расчете характеристик АГД с постоянными параметрами схемы замещения, что справедливо в подавляющем большинстве случаев, показатели двигателя и его характеристики могут быть определены по формулам, непосредственно вытекающим из схемы замещения.

Механическая характеристика

Механическая характеристика АГД — $M=f(s)$ — может быть рассчитана по (5.4), причем коэффициент рассеяния c_1 находится по (9.30), а γ — по (5.5).

Критическое скольжение $s_к$ определяется по (5.2) или по (9.28) при известном γ. По условиям эксплуатации должно быть $s_к \leqslant 1$, иначе АГД будет проигрывать и по к. п. д., и по времени разбега, и по пусковым характеристикам. Если $s_к > 1$, необходимо принять меры по его снижению, что обычно возможно лишь снижением со-

противления ротора r'_2 и требует увеличения относительной толщины ротора (изменения k_d). Примерный диапазон значений $s_к$ и γ реальных АГД приведен на рис. 5.3 и 5.5.

Часто не требуется рассчитывать всю механическую характеристику ГД. Она может быть охарактеризована лишь основными показателями — номинальным моментом $M_н$, скольжением $s_н$ и кратностью максимального $k_м$ и пускового $k_п$ моментов.

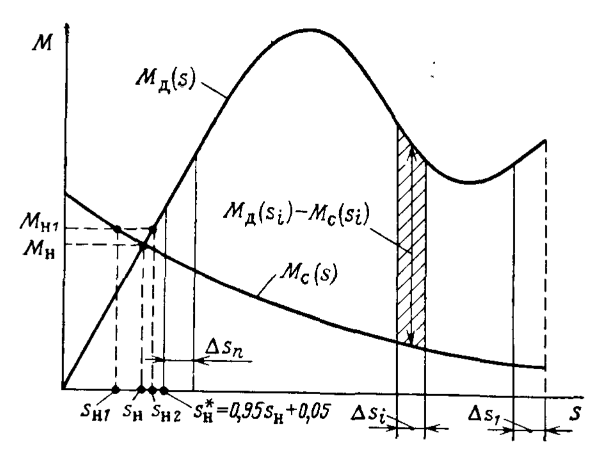


Рис. 9.2. К графическому определению времени разбега АГД

Так как нагрузка ГД зависит от скорости его вращения, то ранее выбранные значения $s_н$ и $M_н$ могут быть уточнены графически по пересечению механической характеристики $M=f(s)$ и кривой сопротивления $M_c=f(s)$ (рис. 9.2). Учитывая, что в области номинального скольжения механическая характеристика и кривая сопротивления близки к прямым, можно уточнить значения $s_н$ и $M_н$ и аналитически.

Из (5.4) легко получить связь между $s_н$ и $M_н$:

$$M_н = 477\,\frac{m_1 U^2}{n_c r_1 c_1}\,\frac{\gamma s_к^2 s_н}{s_к^2(1+\gamma s_н)+s_н^2}\ н\cdot см. \tag{9.31}$$

Если $s_{н1}$ — предварительно выбранное скольжение, $M_{н1}$ — соответствующий ему по расчету момент сопротивления, а $s_{н2}$ — скольжение, при котором спроектированный АГД развивает данный момент $M_{н1}$ (в общем случае $s_{н1} \neq s_{н2}$), то действительное значение скольжения.

$$s_н \approx \frac{s_{н2}}{1 - s_{н1} + s_{н2}}. \tag{9.32}$$

Развиваемый в действительности номинальный момент $M_н$ определяется тогда по данному $s_н$ из (9.31).

Скольжение $s_{н2}$ тоже можно найти из (9.31):

$$s_{н2} \approx \frac{0{,}21 \cdot 10^{-2} \frac{M_{н1}}{m_1 U^2} \cdot c_1 n_с r_1}{\gamma \left[1 - 0{,}21 \cdot 10^{-2} \frac{M_{н1}}{m_1 U^2} c_1 n_с r_1\right]}.$$

Область реальных значений $s_н$ АГД показана на рис. 5.4. Не следует допускать $s_н \geqslant 0{,}15$, ибо это уменьшает к. п. д. Для исключения такого случая может потребоваться увеличение относительного объема ротора (изменение выбранного k_d).

Кратность максимального момента (при найденных $s_к$ и $s_п$)

$$k_м = \frac{M_м}{M_н} = \frac{e_s}{s_н s_к (2 + \gamma s_к)}, \qquad (9.33)$$

где

$$e_s = s_к^2 + \gamma s_н s_к^2 + s_н^2 \qquad (9.34)$$

[обычно в (9.34) можно пренебречь членом $s_н^2$].

Величина $k_м$ должна быть близкой к требуемому значению $k_м$, на которое велся расчет АГД.

Кратность пускового момента

$$k_п = \frac{M_п}{M_н} = \frac{e_s}{s_н \left[1 + (1 + \gamma) s_к^2\right]} \qquad (9.35)$$

должна быть не менее требуемой из условий надежного запуска. По крайней мере, должно быть $k_п \geqslant 1{,}5$—2, где большие значения относятся к ГД с относительно большой долей момента трения в подшипниках. Если заданные требования по $k_п$ не удовлетворяются, необходимо увеличить активное сопротивление ротора. Это может быть достаточно просто достигнуто уменьшением размеров к. з. кольца, если оно допустимо по технологическим и механическим условиям. Однако значительно целесообразней снизить толщину ротора за счет изменения k_d, так как при этом возрастает объем статора и может быть достигнуто увеличение к. п. д.

Как следует из изложенного, в ходе расчета механической характеристики может возникать потребность в изменении выбранных исходных переменных (в частности, k_d) и корректировке расчета. Однако приведенные рекомендации по выбору тех или иных величин позволяют обычно получить АГД, удовлетворяющий поставленным требованиям без проведения расчета целого ряда его вариантов.

При найденных размерах ротора и действительном значении $s_н$ могут быть уточнены кинетический момент, масса ГД и время его разбега. Если учтено искажение механической характеристики, вызванное высшими гармониками, и оно достаточно заметно, время

разбега целесообразно найти методом графического интегрирования (см. рис. 9.2):

$$t_p = - \sum_{s=1}^{s_н^* = 0{,}95 s_н + 0{,}05} J \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot n \cdot \frac{\Delta s_i}{M_д(s_i) - M_с(s_i)}.$$

Если найденное время разбега АГД отличается от требуемого больше, чем это допустимо, то необходимо изменить кратность максимального момента.

Рабочие характеристики

Расчет рабочих характеристик ГД сводится к определению тока I_1, потребляемой мощности P_1, к. п. д. η и $\cos\varphi$ в зависимости от скольжения (или скорости вращения). Чаще ограничиваются определением указанных показателей в номинальном ($s=s_н$) и пусковом ($s=1$) режимах.

Потребляемый ток фазы при любом скольжении s

$$I_1 = \frac{U}{2r_1c_1} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{\{4\varkappa s_к s + [(\gamma s_к)(1+2\varkappa) + 2\varkappa v\sqrt{4-(\gamma s_к)^2}]\, s^2\} \cdot (\gamma s_к)}{s_к^2 + \gamma s_к^2 \cdot s + s^2} + 4\varkappa^2(1+v^2)}, \quad (9.36)$$

где

$$\varkappa = \frac{r_1(r_1 + r_m)}{c_1\left(r_m^2 + x_m^2\right)}; \quad (9.37)$$

$$v = \frac{x_1 + x_m}{r_1 + r_m}. \quad (9.38)$$

Номинальный $I_{1н}$ и пусковой $I_{1п}$ токи находятся из (9.36) при замене s соответственно на $s_н$ и 1. Если кратность пускового тока $k_I = \frac{I_{1п}}{I_{1н}}$ велика и недопустима при данных токоподводах и источнике питания, может потребоваться увеличение активного сопротивления ротора.

Потребляемая мощность при любом скольжении s

$$P_1 = \frac{m_1U^2}{4r_1c_1}\left[\frac{2\gamma s_к^2 s + \gamma^2 s_к^2 s^2}{s_к^2 + s^2 + \gamma s_к^2 s} + 4\varkappa\right] вт. \quad (9.39)$$

Здесь $\frac{m_1U^2}{r_1c_1}\varkappa$ — потери при идеальном холостом ходе ($s=0$).

Номинальная $P_{1н}$ и пусковая $P_{1п}$ потребляемые мощности находятся из (9.39) при замене s соответственно на $s_н$ и 1.

Приведенный расчет характеристик АГД не учитывает влияния высших гармонических. Если учтены рекомендации по их снижению при проектировании АГД ($q_1 \geqslant 2$, нужное укорочение шага, малое раскрытие пазов, правильное сочетание Z_1, Z_2 и p и пр.), то искажение механической характеристики и величина добавочных потерь практически незначительны. Приближенно можно учесть добавочные потери увеличением номинальной потребляемой мощности на 2—4%. Потребность в учете паразитных моментов и добавочных потерь в реальных случаях возникает обычно лишь при выполнении АГД с $q_1=1{,}5$ и особенно при $q_1=1$. Расчет добавочных моментов и потерь достаточно сложен и трудоемок, но при необходимости может быть проведен, например, по рекомендациям [5.4].

Электромагнитные потери двигателя (в меди и стали)

$$\Delta P_{\text{м.ст}} = P_1 - P_2, \qquad (9.40)$$

где мощность на валу

$$P_2 = 1{,}045 \cdot 10^{-3} \cdot M n_{\text{c}} (1 - s) \ \textit{вт}, \qquad (9.41)$$

а «полезный» момент при отсутствии добавочных потерь находится по (5.4). Полезная номинальная мощность

$$P_{2\text{н}} = 1{,}045 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{н}} n_{\text{c}} (1 - s_{\text{н}}). \qquad (9.42)$$

При необходимости составляющие электромагнитных потерь могут быть найдены следующим образом:

— потери в обмотке статора

$$\Delta P_{\text{м}1} = m_1 I_1^2 r_1; \qquad (9.43)$$

— потери в обмотке ротора (потери скольжения)

$$\Delta P_{\text{м}2} = \frac{P_2}{1 - s} s; \qquad (9.44)$$

— потери в стали — $\Delta P_{\text{ст}1}$ по (8.61).

Коэффициент полезного действия и коэффициент мощности в номинальном режиме находятся общеизвестным способом:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{P_{2\text{н}}}{P_{1\text{н}}}; \qquad (9.45$$

$$\cos\varphi_{\text{н}} = \frac{P_{1\text{н}}}{m_1 U I_{1\text{н}}}. \qquad (9.46)$$

Для определения $\eta_н$ и $\cos\varphi_н$ могут быть также использованы (например, для непосредственного их расчета, минуя определение $P_{1н}$ и $I_{1н}$) следующие выражения:

$$\eta_н = \frac{\dfrac{2(1-s_н)}{2+\gamma s_н}}{1+\dfrac{4\varkappa e_s}{\gamma s_н s_к^2 (2+\gamma s_н)}} \tag{9.47}$$

и

$$\cos\varphi_н = \frac{\gamma s_н s_к^2 (2+\gamma s_н) + 4\varkappa e_s}{2\sqrt{\gamma s_к s_н e_s \left\{\gamma s_к s_н + 2\varkappa\left[v s_н \sqrt{4-\gamma^2 s_к^2} + s_к(2+\gamma s_н)\right]\right\} + 4\varkappa^2(1+v^2)e_s^2}}. \tag{9.48}$$

При любом другом скольжении η и $\cos\varphi$ могут быть найдены заменой $s_н$ на s. Максимальное значение к. п. д. двигателя имеет место при скольжении

$$s_{н.опт} \approx \frac{\sqrt{1+0{,}25\dfrac{\gamma}{\varkappa}(2+4\varkappa+\gamma)}-1}{0{,}25\dfrac{\gamma}{\varkappa}(2+4\varkappa+\gamma)}. \tag{9.49}$$

Параметры γ и $\varkappa$ могут быть выражены через относительные параметры схемы замещения.

$$s_{н.опт} \approx s_{н*} - s_{н*}^2,$$

где $$s_{н*} \approx [r_2'] \cdot \sqrt{\frac{[r_1]+[r_m]}{[r_2'] + [r_1](1+[x_2'])^2 + [r_m][x_2']^2}}. \tag{9.50}$$

9.5. ПОРЯДОК ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО РАСЧЕТА

Нам остается рассмотреть лишь последовательность проектирования АГД, так как необходимые рекомендации по выбору и определению тех или иных величин, и решения, которые должны быть приняты расчетчиком, если не удовлетворяются отдельные требования и ограничения, уже подробно освещены.

После того как выбраны основные параметры и размеры гиродвигателя и проведено предварительное конструирование (глава шестая), собственно асинхронный электродвигатель рассчитывается в следующем порядке:

1. Определяются основные исходные данные (разд. 7. 1): габариты — $d_н$, $d_{вн}$, $d_п$, L_1, L_2, требуемый номинальный момент $M_н$ и кратность максимального момента $k_м$.

2. Выбираются отношение k_d (разд. 7.3) и относительная площадь пазов статора $\xi_{п1}$ (разд. 7. 4).

3. Выбираются число зубцов, тип обмотки статора и ее шаг (разд. 8.1).

4. Проверяется технологическая выполнимость размеров зубца и спинки статора по (7.16) при найденной из (7.15) величине B_δ/B_1.

5. Определяются основные размеры статора (разд. 8.2) — диаметр d_1, длина l_1, размеры штампа, воздушный зазор.

6. Определяются основные размеры ротора (разд. 9.1) — диаметр d_3, длина l_2, размеры $a_к$ и $b_к$ короткозамыкающего кольца.

7. Выбираются обмоточные данные ротора (разд. 9.2) — число зубцов, материал обмотки, форма паза.

8. Рассчитываются относительные параметры схемы замещения — $[r_1]$, $[x_1]$, $[r_m]$, $[x_2']$ (разд. 9.3). Необходимые рекомендации по их определению даны для статора в разд. 8.3, для намагничивающего контура в разд. 8.4, для ротора в разд. 9.2. (Расчет относительных параметров не требует предварительного определения обмоточных данных статора и всех размеров штампа ротора).

9. Определяется требуемая индукция в воздушном зазоре B_δ двигателя при номинальном режиме его работы по (9.27).

10. Проверяется насыщение статора по величине индукций в зубце B_{z1} и спинке B_{a1} (разд. 8.4).

11. Определяются размеры штампа ротора — спинки (h_{a2}), паза ($d_{п2}$), зубца (b_{z2}) (разд. 9.1). Проверяется технологическая выполнимость и насыщение зубцов ротора (разд. 8.4).

12. Рассчитываются обмоточные данные статора (разд. 8.3).

13. Рассчитывается магнитная цепь, определяется приведенный воздушный зазор δ' (разд. 8.4).

14. Определяются параметры схемы замещения. Сопротивление x_m находится по (8.66), а r_2' — по (9.14). Сопротивления r_1, x_1, r_m, x_2' могут быть найдены либо через относительные параметры и известную величину x_m (предварительно необходимо уточнить относительные параметры с учетом найденного приведенного воздушного зазора δ'), либо непосредственно рассчитаны по формулам (8.31), (8.36), (8.65), (9.17).

15. Рассчитывается механическая характеристика, уточняется рабочая скорость, кинетический момент, масса и время разбега ГД (разд. 9.4).

16. Рассчитываются рабочие характеристики (разд. 9.4).

17. Анализируются результаты проектирования и соответствие их требованиям технического задания.

Расчет гиродвигателя, как было указано, должен быть проведен так, чтобы при удовлетворении всех прочих требований обеспечить в итоге максимальный к. п. д. в номинальном режиме. Приведенные рекомендации позволяют обычно спроектировать АГД с к. п. д., достаточно близким к его максимально возможному значению, без проведения расчетов серии вариантов.

Глава десятая

Проектирование гистерезисного гиродвигателя*

10.1. МАГНИТНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ РОТОРОВ ГИСТЕРЕЗИСНЫХ ГИРОДВИГАТЕЛЕЙ

Характеристики материалов

Свойства магнитных материалов, применяемых для роторов СГД, в значительной степени определяют все его характеристики. Семейство петель гистерезиса или хотя бы построенные на основании их зависимости $B_m=f(H_m)$ и $P_{г0}=f(B_m)$ (см. рис. 5.9, *б*) характеризуют материал при его использовании в СГД.

Необходимым условием оптимального проектирования СГД, как было указано в разд. 5.2, является обеспечение работы его материала на определенной петле гистерезиса с максимальным значением коэффициента выпуклости $k_в=k_{в\,m}$. Для этого необходимо получить в роторе соответствующую индукцию $B_р=B_{m\gamma}$, которая приближенно может быть выражена через индукцию $B_{m\mu}$, соответствующую максимуму магнитной проницаемости: $B_{m\gamma}\approx(0{,}85\div0{,}95)\cdot B_{m\mu}$. Для характеристики материала в первую очередь необходимо поэтому знание его свойств именно в точке $B_{m\gamma}$. Более показательной и полной характеристикой материала была бы соответствующая петля гистерезиса при данной индукции. Петля гистерезиса не только дает величины удельных потерь на гистерезис $P_{г0}$ и напряженности поля H_m, но и позволяет получить магнитное состояние ротора и характеристики СГД при изменении нагрузки, действии высших гармоник, несимметрии напряжения и при перевозбуждении двигателя [5.14], [5.23]. Однако для простоты материал часто характеризуют лишь значением индукции $B_{m\gamma}$ и ей соответствующих величин напряженности поля $H_{m\gamma}$ и $k_{в\,m}$ [удельные потери согласно (5.12) являются величиной производной]. Для расчета СГД требуются еще и значения остаточной индукции B_r и коэрцитивной силы H_c (или их относительных значений $b_r=B_r/B_m$ и $h_c=H_c/H_m$) для рабочей петли гистерезиса. Они

* В главе рассмотрены лишь основные вопросы проектирования СГД. Последовательность его проектирования изложена в разд. 10.5.

характеризуют форму петли, а также позволяют приближенно найти и удельные потери [5.3], [5.9].

Характеристики даже листовых магнитных материалов в определенной степени зависят от частоты перемагничивания. Учет же этой зависимости при расчете пускового режима СГД не только осложняет расчет, но и требует семейства характеристик материалов, снятых при разных частотах на образцах различного размера, которые пока отсутствуют. Если для листовых материалов при частоте до 1000 *гц* это обстоятельство не приводит к заметным ошибкам, то для массивных роторов не учитывать его нельзя.

Наиболее широко распространенным материалом, применяемым для СГД, является Fe—Co—V—сплав *викаллой* 52КФ, содержащий 52÷53% кобальта и в зависимости от марки от 5 до 11% ванадия. Сплав поставляется обычно в виде холоднокатанного листа толщиной от 0,2 до 1,3 *мм* (чаще 0,7 *мм*). Анизотропия магнитных свойств викаллоя существенна и поэтому его характеристики должны быть получены лишь на кольцевых образцах.

Гистерезисные свойства викаллой приобретает в результате отпуска при определенной температуре T_0 в течение 1—2 *час* с последующим охлаждением. Эти свойства в значительной степени зависят от температуры, что позволяет соответствующим выбором T_0 применять викаллой одной и той же марки для СГД различных по мощности и условиям работы и делает его почти универсальным материалом. Зависимость основных магнитных характеристик ($B_{m\gamma}$, $k_{\text{в}\,m}$ и $H_{m\gamma}$) викаллоя от температуры термообработки приведены на рис. 10.1 (см. также табл. 10.1). Характерно, что величины $k_{\text{в}\,m}$, индукции $B_{m\gamma}$, а также h_c и b_r практически не зависят от температуры отпуска в ее рабочем диапазоне. С увеличением T_0 увеличивается лишь магнитная жесткость — величина напряженности поля $H_{m\gamma}$.

Викаллой обладает большими удельными сопротивлениями — $(0,5—0,7) \cdot 10^{-4}$ *ом·см* (меньшие значения для менее магнитножестких образцов) и имеет неплохие механические свойства: до термообработки хорошо штампуется и режется, а после — шлифуется: предел прочности на разрыв $\sigma_{\text{в}} \approx 1,1 \cdot 10^5$ *н/см²*; коэффициент теплового линейного расширения $\alpha \approx (10—12) \cdot 10^{-6}$ 1/°С и примерно равен соответствующим коэффициентам ряда конструкционных материалов, применяемых в ГД. Важно отметить и независимость его магнитных свойств от внешних температур в широком диапазоне от —180° С до +200° С.

К недостаткам викаллоя относится дороговизна и дефицитность, связанная с большим содержанием кобальта. Кроме того, сильная зависимость свойств викаллоя от температуры термообработки может быть причиной большого брака. Для каждой партии материала для получения требуемых характеристик приходится специально подбирать температуру отпуска, которую необходимо поддерживать с очень высокой точностью (±5° С). Значительный разброс

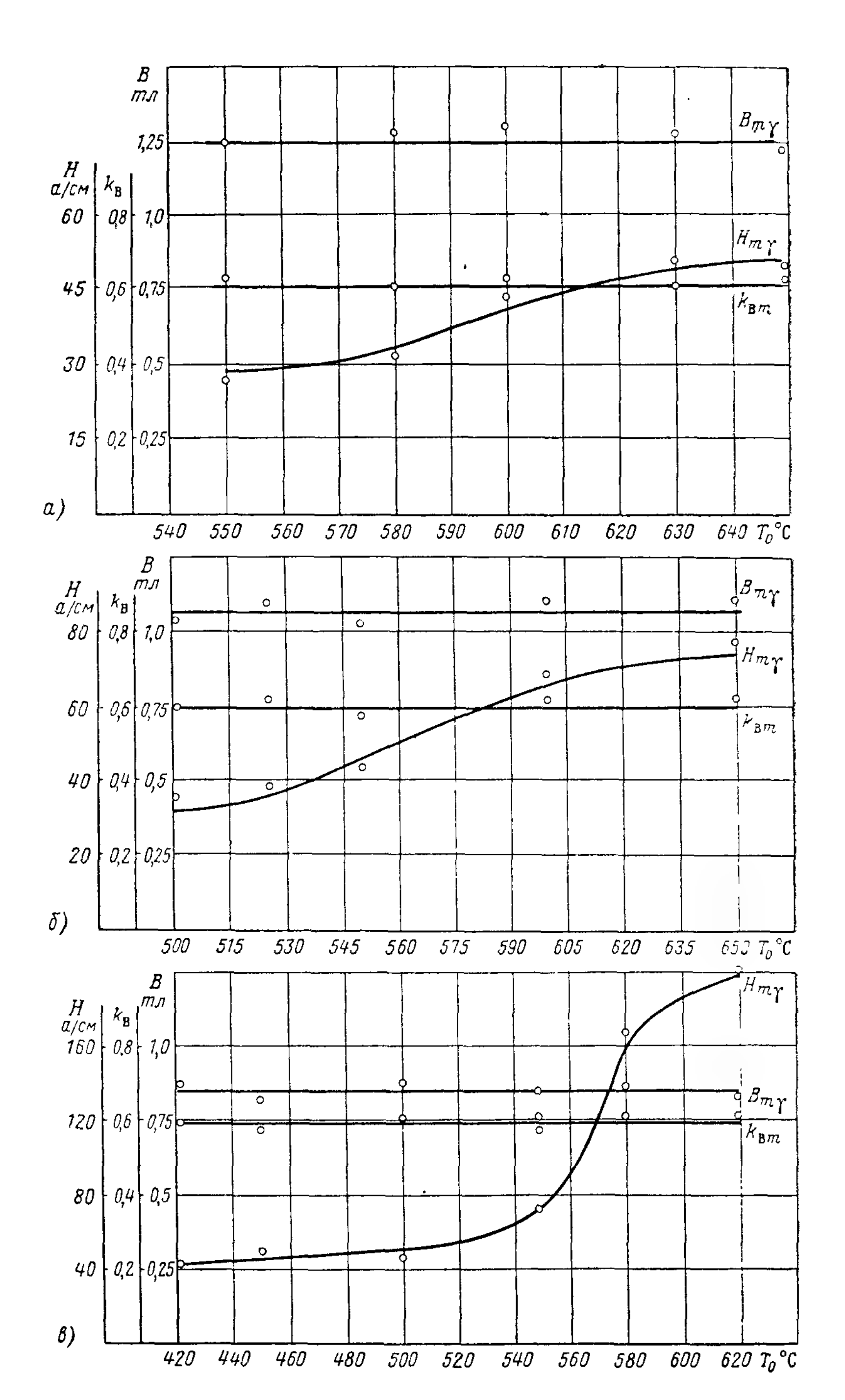


Рис. 10.1. Характеристики викаллоя при индукции $B_{m\gamma}$ в зависимости от температуры отпуска:
а—52КФ5; *б*—52КФ7; *в*—52КФ11

Таблица 10.1

Магнитные характеристики материалов, применяемых для активной части ротора СГД

Марка сплава	Химический состав	Термообработка (диапазон температур)	Магнитные свойства при $k_в = k_{вm}$				
			Рабочие поля $H_{m\gamma}$ *а/см*	$B_{m\gamma}$ *тл*	$k_{вm}$	$\left(\frac{B_r}{B_m}\right)_\gamma$	$\left(\frac{H_c}{H_m}\right)_\gamma$
52КФ5 (Викаллой)	53% Co; 5% V	Отпуск 540—650 °C	30—50	~1,25	0,605	0,84	0,72
52КФ7 (Викаллой)	53% Co; 7% V	Отпуск 500—650 °C	33—75	~1,05—1,1	0,6	0,82	0,7
52КФ11 (Викаллой)	53% Co; 11% V	Отпуск 420—620 °C	40—200	~0,85—0,9	0,59	0,8	0,7
35КХФ	—	Отпуск	35—65	~0,9—1,05	0,55—0,63	—	0,68—0,75
25КХФ	—	Отпуск	20—27	1,0—1,1	0,59—0,605	—	—
35КНФ (1)	—	Отпуск	40—55	1,1	0,63	—	—
35КНФ (2)	—	Отпуск	24—28	1,25—1,35	0,63—0,69	—	~0,8
25КНФ	—	Отпуск	16—20	1,4—1,5	0,67—0,705	—	—
12КВ	12% Co; 14% W	Закалка при 1150—1250 °C и отпуск при T_0° = 600—750 °C	20—32	1,1	0,55—0,63	до 0,9	0,7—0,75
12КМ2В*	12% Co; 2÷3,0% Mo; 7—10% W	Закалка при 1150—1250 °C и отпуск при T_0° = 600—750 °C	40—70	0,95—1,05	0,54—0,60	0,8—0,85	0,65—0,75
16КВМ	16% Co; 10÷11% W; 5—6% Mo	Закалка при 1150—1250 °C и отпуск при T_0° = 600—750 °C	70—95	0,95	0,59	0,85	0,7
12КМВ*	12% Co; 5,5÷6,5% Mo 10—15% W	Закалка при 1150—1250 °C и отпуск при T_0° = 600—750 °C	80—200	0,9—1,05	0,53—0,59	0,8—0,85	0,65—0,75
12КМ	12% Co; 13÷17% Mo	Закалка при 1150—1250 °C и отпуск при T_0° = 600—750 °C	220—270	0,85—0,95	0,53—0,58	0,75—0,8	0,65—0,7

* Магнитные свойства получены на кованых образцах.

характеристик викаллоя в пределах, определяемых точностью нахождения и поддержания температуры отпуска в заводских условиях, заставляет выполнять двигатель с повышенным запасом по мощности. Кроме того, при относительно низких температурах термообработки из рабочего диапазона стабильность и повторяемость характеристик викаллоя невысоки.

Для меньших полей ($H_{m\gamma}<60$ *а/см*), являющихся рабочими полями для многих СГД обращенного исполнения, целесообразнее оказываются *сплавы типа КХФ и КНФ* с пониженным (25—35%) содержанием кобальта, легированные хромом или никелем. Сплавы имеют хорошие гистерезисные свойства (табл. 10.1) и по результатам опробывания в СГД практически не уступают викаллою. Их характеристики слабо зависят от изменения (в пределах ±50° С) температуры термообработки; механические свойства их примерно такие же, как и у викаллоя, а стоимость в 1,5 раза меньше.

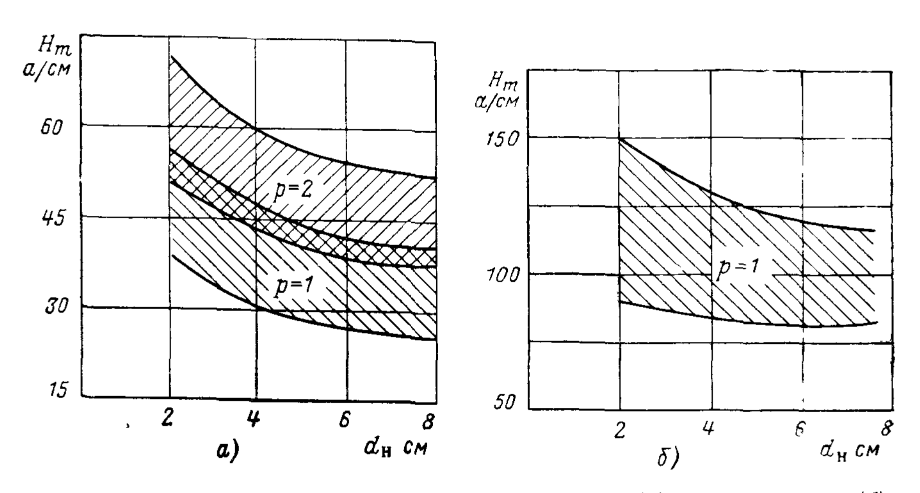


Рис. 10.2. Области рабочих полей СГД обращенного (*а*) и нормального (*б*) исполнений

(бóльшие значения при работе в воздушной среде при $k_м > 3$ и $\frac{L_1}{d_н} < 0,6$)

Для изготовления массивных роторов СГД представляют интерес *кобальтовые сплавы* с пониженным содержанием кобальта (12—16%), легированные вольфрамом и молибденом,—*12КВ, 12КМ, 16КВМ, 12КМВ* (табл. 10.1) [5.18]. Сплавы поставляются в виде поковки и подвергаются закалке при температуре 1250° С с последующим отпуском при 600—750° С. Свойства слабо зависят от температуры термообработки, а требуемые характеристики обеспечиваются варьированием химического состава. В результате этого можно получить сплавы, которые могут быть использованы в широком диапазоне полей от 20 до 270 *а/см*. Сплавы в 3—4 раза дешевле, чем викаллой.

Известны [5.3], [5.18] и другие материалы, которые могут быть использованы для СГД, хотя они и не получили еще широкого применения.

Сплавы, применяемые для СГД, имеют примерно одинаковый $k_{в\,m} \approx 0{,}55$—$0{,}63$ и рабочую индукцию $B_{m\gamma} \approx 0{,}85$—$1{,}2$ *тл*. Конкретно, тот или иной материал или режим его термообработки выбирается по величине требуемого рабочего поля. Предварительно материал (вернее группа материала), необходимый для определения индукции воздушного зазора по (10.28), может быть выбран с помощью рис. 10.2, где дан примерный диапазон рабочих полей СГД (бо́льшие значения H_m — для СГД с бо́льшим максимальным моментом $k_м M_н$). Для СГД нормального исполнения из-за меньшего объема активной части ротора приходится выбирать более жесткий материал: $H_{m\gamma}$ в 2,5—4 раза больше.

Учет влияния механических напряжений на магнитные свойства материала

Установлено [5.16], что под действием механических напряжений, возникающих при сопряжении материала активной части с конструктивными элементами ротора, изменяются его магнитные характеристики. При сжимающих напряжениях, когда активная часть ротора запрессовывается в маховик, при неизменной индукции напряженность поля возрастает, а удельные потери и $k_в$ уменьшаются. При растягивающих напряжениях, когда активная часть для СГД нормального исполнения насаживается на втулку или вал, свойства материала наоборот несколько улучшаются: обычно снижается H_m, возрастают потери и $k_в$. При росте индукций влияние механических напряжений усиливается. Изменения свойств материала тем сильнее, чем больше величина относительных монтажных натягов $\Delta_{п.н}$, и до определенных пределов эта зависимость примерно линейна.

Указанное влияние, как подтверждается практикой производства СГД, может достаточно заметно сказываться на характеристиках двигателя [5.16] и поэтому его необходимо учитывать при проектировании

При посадке пакета в маховик с монтажным натягом $\Delta_{п.н}$ [*см*] увеличение напряженности поля $\left(\text{при } \frac{\Delta_{п.н}}{d_2} \leqslant 1,\ 2\cdot 10^{-3}\right)$ можно приближенно учесть коэффициентом $k_{\Delta H} (k_{\Delta H} > 1)$:

$$k_{\Delta H} \approx 1 + \alpha_{\Delta H} \frac{\Delta_{п.н}}{d_2}, \qquad (10.1)$$

а уменьшение удельных потерь — коэффициентом $k_{\Delta P}$ ($k_{\Delta P} < 1$):

$$k_{\Delta P} \approx 1 - \alpha_{\Delta P} \frac{\Delta_{п.н}}{d_2}. \qquad (10.2)$$

Здесь d_2 — наружный диаметр пакета в *см*.

В среднем для викаллоя, работающего при индукциях, близких к $B_{m\gamma}$, — $\alpha_{\Delta P} \approx 1{,}5 \cdot 10^2$, а $\alpha_{\Delta H} \approx (1{,}7—2) \cdot 10^2$. Но для викаллоя, используемого при температурах термообработки вблизи нижней границы рабочих температур (для 52КФ5 — при $T_0 \approx 540—560°$ С, для 52КФ7 — при $T_0 \approx 500—520°$ С и для 52КФ11 — при $T_0 \approx 420—450°$ С), изменение напряженности поля более заметно. Здесь $\alpha_{\Delta H}$ доходит до $(3—3{,}5) \cdot 10^2$. Для сплавов с пониженным содержанием кобальта действие механических напряжений аналогично, но проявляется слабее.

Изменение $k_в$ может быть учтено через коэффициент:

$$k_{\Delta k} = \frac{k_{\Delta P}}{k_{\Delta H}}, \tag{10.3}$$

При сжимающих напряжениях $k_{\Delta k} < 1$.

Действие растягивающих напряжений (при посадке активного слоя с внутренним диаметром d_2 на вал или втулку) можно также приближенно оценить по (10.1)—(10.3), приняв $\alpha_{\Delta H} \approx \alpha_{\Delta P} = -0{,}5 \cdot 10^2 \left(при \frac{\Delta_{п.н}}{d_2} \leqslant 1{,}2 \cdot 10^{-3}\right)$. Здесь $k_{\Delta H} < 1$, а $k_{\Delta k}$ и $k_{\Delta P} > 1$.

Величины устанавливаемых при сборке монтажных натягов зависят от условий работы ГД (диапазон температур, возможные перегрузки, способ крепления и пр.) и от коэффициентов теплового расширения применяемых материалов. Обычно для СГД с диаметром активного слоя 2,5—5,0 *см* при посадке викаллоя в алюминиевый маховик они составляют 20—40 *мк*, для стального маховика — 5—15 *мк*. При посадке пакета на втулку натяг ≈5—30 *мк*. В процессе эксплуатации ГД величина механических напряжений при разных коэффициентах теплового расширения материалов ротора будет меняться. В результате изменяются характеристики двигателя и вследствие этого уменьшается точность прибора. Поэтому выбор материалов, монтажных натягов и анализ их возможных изменений имеет большое значение.

Во всех случаях желательно избегать, насколько это возможно в данных условиях применения, больших посадочных натягов. Кроме того, пакеты из викаллоя должны шлифоваться с относительно малыми подачами и хорошим охлаждением, иначе под действием механических напряжений и поверхностного нагрева характеристики его могут также ухудшаться [5.9].

* *
*

Расчет СГД производится по амплитудам первых гармоник индукции и напряженности поля. Так как индукция в роторе близка к синусоидальной, то практически речь идет о необходимости определения амплитуды первой гармоники напряженности поля H_1 и гистерезисного угла γ_1 сдвига между первыми гармониками ин-

дукции и напряженности. Они могут быть найдены по кривым *, приведенным на рис. 10.3, в зависимости от расчетных значений коэффициента выпуклости $k_{в*}$ и относительного значения коэрцитивной силы $h_c{}^* = \left(\frac{H_c}{H_m}\right)^*$ для рабочей петли гистерезиса. При пуске, когда магнитное состояние ротора характеризуется исходной рабочей петлей гистерезиса материала, $k_{в*}$ и $h_c{}^*$ находятся непосредственно по значениям $k_в$ и коэрцитивной силы H_c/H_m данной петли

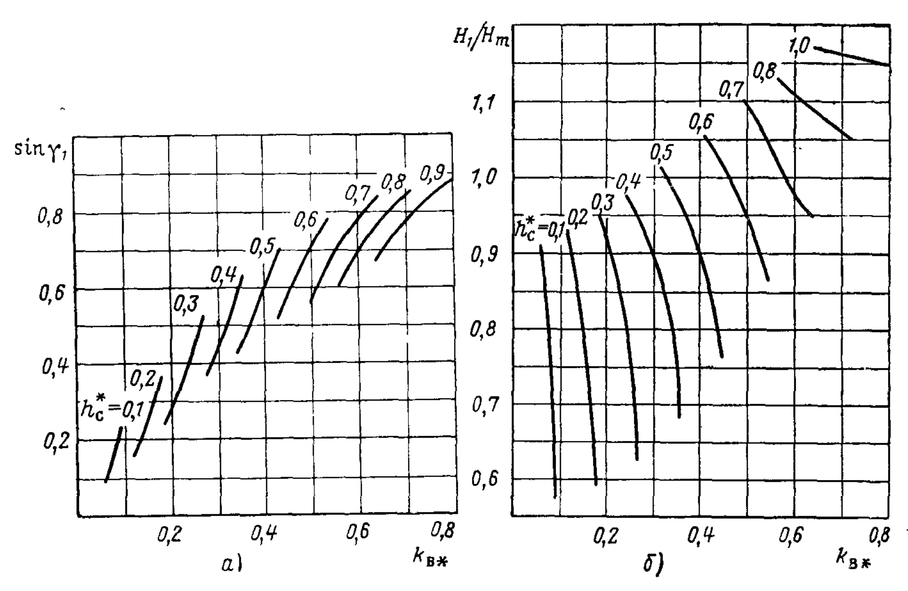


Рис. 10.3. Значения синуса гистерезисного угла сдвига первых гармоник индукции и напряженности поля $\sin\gamma_1$ (*а*) и относительной амплитуды первой гармоники напряженности поля H_1/H_m (*б*)

с учетом изменения ее формы под влиянием механических напряжений:

$$k_{в*} = k_{\Delta k} \cdot k_в, \tag{10.4}$$

$$h_c^* = \frac{1}{k_{\Delta H}} \cdot \frac{H_c}{H_m}. \tag{10.5}$$

Для любой нагрузки, меньше максимальной, магнитное состояние материала ротора характеризуется петлей распределения с теми же значениями максимальной индукции B_m и напряжен-

* Кривые получены аналитически при аппроксимации ветвей петли гистерезиса параболами.

ности поля H_m, но с меньшей выпуклостью, чем исходная петля, и находящейся внутри нее (см. разд. 5.2). При этом $k_в$ и h_c изменяются примерно в том же отношении, что и электромагнитная мощность. В частности, для номинального режима СГД

$$k_{в_*}=\frac{1}{k_м}\cdot\frac{\eta_{2п}}{\eta_{2н}}\cdot k_{\Delta k}\cdot k_в, \tag{10.6}$$

а

$$h_c^*=\frac{1}{k_м\cdot k_{\Delta H}}\cdot\frac{\eta_{2п}}{\eta_{2н}}\cdot\frac{H_c}{H_m}, \tag{10.7}$$

где $k_м$ — кратность пускового момента,

$\eta_{2п}$ и $\eta_{2н}$ — „к. п. д. выхода" соответственно для пусковой и номинальной точек (учитывают влияние высших гармоник).

10.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДУКЦИИ В ВОЗДУШНОМ ЗАЗОРЕ

Величина индукции в воздушном зазоре должна быть выбрана так, чтобы обеспечивать в заданных размерах требуемую электромагнитную мощность с учетом заданного времени разбега. Вместе с тем для гистерезисного двигателя возможно аналитически выбрать требуемую индукцию из условия максимума его к. п. д.

Рассмотрим условия оптимального проектирования СГД с *немагнитным* материалом маховика (втулки, вала — при нормальном его исполнении) при отсутствии заметного влияния вихревых токов. В дальнейшем расчет СГД дается именно для этого случая. Так как индукция B_δ, относительная толщина ротора β и напряженность рабочего поля H_m взаимосвязаны, то речь идет о выборе такого их сочетания, при котором бы обеспечивался максимальный к. п. д.

Выражение для к. п. д. в номинальном режиме имеет вид

$$\eta_н=\frac{P_{2н}}{P_{1н}}=\frac{P_{2н}}{P_{э.н}+\Delta P_{м1н}+\Delta P_{ст1}}. \tag{10.8}$$

Электромагнитная $P_{э.н}$ и полезная $P_{2н}$ мощности могут быть связаны через «к. п. д. выхода» номинального режима $\eta_{2н}$:

$$P_{э.н}=\frac{P_{2н}}{\eta_{2н}}=1{,}045\cdot10^{-3}\cdot n_c\frac{M_н}{\eta_{2н}}. \tag{10.9}$$

Потери в стали статора

$$\Delta P_{ст1}=\psi_1 B_\delta^2\ \textit{вт}, \tag{10.10}$$

где постоянная двигателя ψ_1 с учетом (8.61) и (7.15) и при известных размерах штампа статора может быть выражена как

$$\psi_1 = \pi^2 \cdot d_1^2 \cdot l_1 \cdot \nu_{ст}, \tag{10.11а}$$

а если штамп неизвестен, то

$$\psi_1 = \pm \frac{\pi}{4} \cdot k_{об} \cdot p_0 \cdot \varrho_{ст} \cdot k_{ст1} \cdot d_1^2 \cdot l_1 \frac{\left(1-\alpha_0^2\right)\left(1-\frac{\xi_{п1}}{\varepsilon_{п}}\right)}{(B_\delta/B_1)^2} \tag{10.11б}$$

(здесь по-прежнему верхний знак — для обращенного, нижний — для нормального исполнения ГД).

Потери в меди статора в номинальном режиме

$$\Delta P_{м1н} = k_1 \cdot F_{1н}^2, \tag{10.12}$$

где согласно (8.30), (8.31) и (8.42)

$$k_1 = \frac{m_1 \cdot p^2 \cdot r_1}{(0{,}9 m_1 k_{w1} \cdot w_{ф1})^2} = \pm 6{,}3 \cdot \varrho_{t1} \frac{p^2 \cdot l_{w1}}{k_{w1}^2 \cdot k_{з.п} d_1^2 \cdot \xi_{п1}\left(1-\alpha_0^2\right)}. \tag{10.13}$$

В соответствии с векторной диаграммой СГД (см. рис. 5.14) н. с. обмотки статора в номинальном режиме

$$F_{1н} = \sqrt{(F_{\delta\mu} + F_{2\mu})^2 + (F_{2a} + F_{a0})^2}. \tag{10.14}$$

Составляющие н. с., приходящиеся на ротор, связаны с амплитудой первой гармоники напряженности поля $H_{1н}$ и гистерезисным углом (по первым гармоникам) $\gamma_{1н}$ номинального режима [5.9]:

$$F_{2a} = 0{,}5 \cdot \frac{d_1}{p} (1+\beta) \cdot H_{1н} \sin \gamma_{1н}\ a, \tag{10.15}$$

$$F_{2\mu} = 0{,}5 \cdot \frac{d_1}{p} (1+\beta) \cdot H_{1н} \cos \gamma_{1н}, \tag{10.16}$$

а $H_{1н}$, в свою очередь, может быть выражена как

$$H_{1н} = \frac{4 \cdot 10^4}{\pi^2} \cdot \frac{p \cdot \sigma \cdot P_{э.н}}{d_1^2 l_1 (1+\beta) f \cdot \sin \gamma_{1н} \cdot B_\delta}\ a/см. \tag{10.17}$$

Если еще учесть (8.57) и для простоты выражений пренебречь в силу малости составляющей н. с. F_{a0}, эквивалентной потерям в стали, то

$$\Delta P_{м1н} = 0{,}25 \frac{\theta^2}{\zeta} \cdot B_\delta^2 + \frac{\chi\theta}{\operatorname{tg} \gamma_{1н}} \cdot P_{э.н} + \frac{\zeta\chi^2}{\sin^2 \gamma_{1н}} \cdot \frac{P_{э.н}^2}{B_\delta^2}. \tag{10.18}$$

Тогда

$$\eta_н = \frac{\eta_{2н} \cdot P_{э.н} \cdot B_\delta^2}{\psi \cdot B_\delta^4 + \left(1 + \frac{\chi\theta}{\operatorname{tg} \gamma_{1н}}\right) P_{э.н} B_\delta^2 + \frac{\zeta\chi^2}{\sin^2 \gamma_{1н}} \cdot P_{э.н}^2}. \tag{10.19}$$

Таким образом, мы получили в общем виде зависимость к. п. д. $\eta_н$ от величины индукции B_δ. Теперь нетрудно найти и условие максимума к. п. д. Действительно, из уравнения $\frac{d\eta_н}{dB_\delta}=0$ получим выражение для требуемой *индукции в воздушном зазоре оптимального* СГД, имеющего максимально возможный в данных условиях к. п. д.

$$B_\delta=\sqrt{\frac{p\cdot\sigma\cdot P_{э.н}}{d_1^2 l_1 f\sin\gamma_{1н}}}\sqrt{\frac{\zeta}{\psi}}=0{,}25\sqrt{\frac{\sigma\cdot M_н}{d_1^2 l_1\eta_{2н}\sin\gamma_{1н}}}\sqrt{\frac{\zeta}{\psi}}\ \text{тл}. \tag{10.20}$$

Для конструкции с двумя электродвигателями расчет B_δ по (10.20) ведется на половину момента $M_н$.

Соответствующая величина к. п. д. в номинальном режиме

$$\eta_н=\frac{\eta_{2н}}{1+\frac{\chi}{\sin\gamma_{1н}}\left(2\sqrt{\psi\cdot\zeta}+\theta\cdot\cos\gamma_{1н}\right)}. \tag{10.21}$$

Здесь

$$\zeta=\pm\,26\cdot10^6\frac{\varrho_{t1}l_{w1}}{k_{w1}^2\cdot k_{з.п}\xi_{п1}\left(1-\alpha_0^2\right)}; \tag{10.22}$$

$$\psi=\psi_1+0{,}25\cdot\frac{\theta^2}{\zeta}; \tag{10.23}$$

$$\theta=15{,}8\cdot p\frac{\delta'}{d_1}\cdot\zeta; \tag{10.24}$$

$$\chi=\frac{p\sigma}{d_1^2 l_1 f}, \tag{10.25}$$

а ψ_1 — по (10.11*а*) или (10, 11*б*).

Входящие в (10.20)—(10.25) величины частично известны, а частично должны быть определены или выбраны. Коэффициент $\alpha_0=\frac{d_0}{d_1}$ ($\alpha_0<1$ — для обращенного и $\alpha_0>1$ — для нормального исполнения), относительная площадь паза $\xi_{п1}$ и отношение индукций B_δ/B_1 по (7.15) найдены ранее в разд. 7.4. Величина $\varepsilon_п\approx0{,}9$. Удельные потери p_0, коэффициент обработки $k_{об}$ и плотность стали $\varrho_{ст}$ находятся по рекомендациям разд. 8.4, а удельное сопротивление ϱ_{t1} и длина полувитка обмотки статора l_{w1} — по данным разд. 8.3. Коэффициент заполнения паза $k_{з.п}$ выбирается еще при определении размеров статора (см. рис. 8.5).

Коэффициент рассеяния потока в роторе $\sigma\approx1{,}05$—$1{,}15$ (бо́льшие значения для ГД с бо́льшим числом полюсов, малым отношением l_1/d_1 и нормальном исполнении, а также при наличии вблизи ротора магнитопроводных элементов, например, крышки).

Для определения приведенного воздушного зазора δ' коэффициент $k_{\delta 1}$ находится по (8.54), а коэффициент насыщения $k_{\mu 1}$ выбирается в пределах 1,1—1,3 (бо̀льшие значения обычно для бо́льших ГД).

Для расчета индукции B_δ необходимо через величину $\sin\gamma_{1н}$ учесть качество материала активной части ротора. Значение $\sin\gamma_{1н}$ определяется по рис. 10.3, *а*, а группа материалов и соответственно величины $k_{в\,m}$ и H_c/H_m предварительно выбираются по рис. 10.2 и табл. 10.1. Коэффициенты $k_{\Delta H}$ и $k_{\Delta k}$, учитывающие изменение характеристик материала за счет механических напряжений, находятся по (10.1)—(10.3), а кратность пускового момента $k_м$ — по данным разд. 7.1.

Так как $\sin\gamma_{1н}$ изменяется обратно пропорционально $k_м$, то чем больше $k_м$ (меньше, например, требуемое время разбега), тем больше индукция B_δ и меньше к. п. д. в номинальном режиме СГД. «К. п. д. выхода» в точке пуска $\eta_{2п}$ выбирается равным 0,9—0,95, а для СГД с $q_1=1$ и 1,5 — $\approx 0{,}8 \div 0{,}9$. Так как добавочные потери в роторе СГД связаны, главным образом, с влиянием зубцовых гармонических, то для шихтованного ротора «к. п. д. выхода» в номинальном режиме $\eta_{2н}$ может быть приближенно найден как $\eta_{2н}\approx 1/c_м$, а коэффициент формы механической характеристики СГД $c_м$ — по (7.4).

Величина индукции B_δ по (10.20) непосредственно не зависит при данном размере статора d_1 от относительной толщины ротора β. Однако, в первую очередь для *обращенного исполнения* ГД, выбор k_d (при определении d_1) предопределяет величину β, ибо здесь $k_d=\beta$. С другой стороны, индукции в воздушном зазоре и роторе и величина β связаны однозначной зависимостью

$$B_р = \pm \frac{B_\delta}{(\beta-1)\cdot\sigma_р}. \quad (10.26)$$

При найденной B_δ и определенной величине $B_{m\gamma}$, обеспечивающей $k_{в\,m}$, относительная толщина ротора β должна иметь единственное конкретное значение, иначе $k_в \neq k_{в\,m}$. Исходя из этого, выбранная вначале величина $k_d=\beta$ должна быть согласована с требуемой β, вытекающей из (10.26). Математически это можно было бы учесть, если в исходные уравнения (10.8)—(10.19) вместо d_1 подставлять $\frac{d_н}{\beta}$, а β из (10.26) выразить через B_δ. Однако уравнение для оптимальной индукции получается при этом весьма сложным и невозможно получить выражение для нее в удобном для пользования виде (зависимыми от β в итоге являются и такие величины как l_1, l_{w1}, α_0, $\frac{B_\delta}{B_1}$).

В этих условиях удобней использовать метод последовательных приближений, сравнивая выбранную $k_d=\beta$ с требуемой

$$\beta=1\pm\frac{B_\delta}{p\cdot\sigma B_{m\gamma}}. \qquad (10.27)$$

Чтобы облегчить поиск нужного сочетания B_δ и β можно несколько преобразовать выражение (10.20), раскрыв здесь под корнем d_1 с помощью (10.27) и не учитывая при этом зависимость ζ и ψ от β. Разрешив (10.20) относительно B_δ, получим

$$B_\delta\approx\frac{\sqrt{\frac{p\cdot\sigma}{d_2^2\cdot l_1\cdot f\cdot\sin\gamma_{1н}}\cdot P_{э.н}\sqrt{\frac{\zeta}{\psi}}}}{1\mp\sqrt{\frac{P_{э.н}}{d_2^2 l_1 f\sin\gamma_{1н}p\cdot\sigma\cdot B_{m\gamma}^2}\sqrt{\frac{\zeta}{\psi}}}}\ тл. \qquad (10.28)$$

Индукция в роторе $B_р$ берется равной величине индукции $B_{m\gamma}$ предварительно выбранной группы материалов.

При таком определении B_δ облегчается согласование выбираемой вначале и требуемой величины β, поскольку входящие сюда величины зависят от β незначительно.

Что касается СГД *нормального исполнения*, то здесь размеры статора (выбор k_d) определяются в первую очередь условиями его выполнения. Отводимый при этом объем под ротор, как правило, вполне достаточен для того, чтобы выполнить его с нужной величиной β. Поэтому B_δ здесь непосредственно находится из (10.20), а затем по (10.27) определяется необходимая величина β.

Оптимальная индукция B_δ СГД, так же, как и у АГД, тем выше, чем больше требуемый момент $M_н$, выше кратность $k_м$ и меньше габариты. Величина $B_\delta\frac{d_н L_1}{\sqrt{k_м M_н}}$ почти не зависит от габаритов двигателя ($d_н$) и для СГД обычно равна 2,2—2,8 (бóльшие значения для более «коротких» ГД — $\frac{L_1}{d_н}<0{,}4$).

В отдельных случаях приходится отступать от оптимального значения B_δ. Так, например, у крупных СГД обращенного исполнения при оптимальной B_δ мала требуемая напряженность поля в роторе $H_{р\,m}$ (<15 *а/см*) и невозможно подобрать соответствующий материал. Приходится уменьшать B_δ, увеличивая этим требуемую $H_{р\,m}$. У сверхминиатюрных ГД при большом удельном моменте оптимальная B_δ велика, связана с сильным насыщением статора, и иногда приходится ее снижать. В этих случаях по (10.19) и (10.21) можно оценить степень проигрыша по к. п. д.

10.3. ВЫБОР МАТЕРИАЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РОТОРА

Для того, чтобы в данных размерах при найденной индукции B_δ была бы обеспечена требуемая мощность, в материале активной части ротора должна быть создана [5. 10] определенная величина напряженности поля с амплитудой

$$H_{\text{р}\,m}=3{,}2\cdot 10^3 \frac{p\sigma\cdot P_{\text{э.п}}}{d_1^2 l_1(1+\beta) f\cdot k_{\Delta\text{к}}\cdot k_{\Delta H} k_{\text{в}\,m}\cdot B_\delta}\ a/см \qquad (10.29)$$

Расчетная электромагнитная мощность при пуске $P_{\text{э.п}}$ определяется по (7.5). Если величина β предварительно не выбрана (например, для ГД нормального исполнения), то ее можно оценить из (10.27), зная $B_{m\gamma}$ предварительно выбранной группы материалов.

Конкретный материал активной части ротора выбирается по требуемой величине напряженности поля $H_{\text{р}\,m}$. Это должен быть такой материал, для которого $H_{\text{р}\,m}$ совпадает с напряженностью поля $H_{m\gamma}$, соответствующей $k_{\text{в}}=k_{\text{в}\,m}$. Для реальных сплавов, приведенных в табл. 10.1, речь идет практически либо о выборе конкретного режима термообработки T_0 (для викаллоя, например, — по рис. 10.1), либо о выборе сплава с соответствующим химическим составом (например, для материалов группы Fe—Co—Mo—W).

При сравнении нескольких материалов, обладающих при данной $H_{\text{р}\,m}$ оптимальными свойствами, предпочтение должно быть обычно отдано, при прочих равных условиях, материалу с большей выпуклостью $k_{\text{в}\,m}$. Однако с учетом влияния высших гармонических на характеристики СГД требования к форме рабочей петли гистерезиса сложнее, ибо приходится еще учитывать и потери на частных циклах перемагничивания. Материалы с большим отношением B_r/B_m имеют обычно меньшую проницаемость на частных циклах, что приводит к большему искажению механической характеристики. Поэтому при одинаковых $k_{\text{в}\,m}$ целесообразнее выбирать материалы с бо́льшим H_c/H_m, чем с большим $\frac{B_r}{B_m}$. При выборе материала, помимо его магнитных свойств, должны быть учтены также и другие его характеристики — технологичность, механические свойства, сортамент, дефицитность, стоимость и пр. — в соответствии с требованиями Т. З.

Выбор конкретного материала означает, что уточнены и основные его параметры $B_{m\gamma}$, $k_{\text{в}\,m}$ и H_c/H_m. Если величина $H_{\text{р}\,m}$ по (10.29) из-за незнания β была найдена предварительно то, выбрав по этому значению более определенно группу материалов с ее $B_{m\gamma}$

и $k_{\text{в}\,m}$, можем уточнить $H_{\text{р}\,m}$ и найти уже конкретный материал, например, температуру T_0 данной марки викаллоя *.

Относительная толщина ротора $\beta=d_2/d_3$ определяется по (10.27). Если это значение β для ГД обращенного исполнения отличается от предварительно выбранного незначительно (так, что индукция в роторе по (10.26) отличается не более, чем на $\pm5\%$ от $B_{m\gamma}$), то расчет можно продолжать далее. Бо́льшее различие по β неприемлемо, ибо это означает заметное уменьшение $k_{\text{в}}$ и проигрыш в показателях ГД. Так как невозможно произвольно менять и найденную из условия максимума к. п. д. индукцию B_δ то необходимо откорректировать расчет. Задавшись новым значением $k_d=\beta$, вновь находим значения d_1, $2f_{\text{л}1}$, l_1, l_{w1}, α_0, B_δ/B_1 и постоянных ξ и Ψ. В итоге определяем B_δ, $H_{\text{р}\,m}$, и так до достаточного совпадения выбранного k_d и найденной β. Как правило, к такому пересчету приходится прибегать не более одного раза.

Диаметр ротора по поверхности, обращенной к статору (см. рис. 7.4)

$$d_3=d_1\pm2\delta, \tag{10.30}$$

а длина пакета l_2 больше длины пакета статора на 0,05—0,2 *см*.

Внутренний диаметр активной части ротора ГД нормального исполнения

$$d_2=d_3\cdot\beta.$$

Обычно здесь d_2 больше диаметра вала, требуемого по условиям жесткости.

Толщина активной части (кольца) ротора

$$h_{\text{р}}=\pm\frac{d_2-d_3}{2}=\pm\frac{d_2}{2\beta}(\beta-1).$$

По условиям технологии должно быть обычно $h_{\text{р}}\geqslant0{,}05$—$0{,}15$ *см*. Выполнение этого условия для ГД обращенного исполнения проверяется уже при выборе $k_d=\beta$ (разд. 7.3). Если оно не соблюдается, приходится увеличивать толщину ротора. При этом $B_{\text{р}}<B_{m\gamma}$, $k_{\text{в}}<k_{\text{в}\,m}$ и характеристики двигателя ухудшаются. Величина индукции B_δ, а в дальнейшем и характеристики СГД, должны быть определены тогда при значении $k_{\text{в}}\neq k_{\text{в}\,m}$.

Полезный объем активной части ротора

$$V_{2\text{а}}=\pm\frac{\pi}{4}d_1^2l_1(\beta^2-1)k_{\text{ст}2}\ \text{см}^3, \tag{10.31}$$

где $k_{\text{ст}2}$ — коэффициент заполнения пакета ротора (для шихтованного ротора находится по табл. 8.2).

* Из-за некоторой нестабильности свойств материала (в частности, от одной его партии к другой) для каждой плавки материала в условиях производства должна быть выбрана соответствующая температура термообработки T_0, при которой воспроизводилось бы требуемое сочетание его свойств — $B_{m\gamma}$, $H_{m\gamma}$, $k_{\text{в}\,m}$.

При пуске двигатель развивает электромагнитную мощность

$$P_э = P_{г0} \cdot f \cdot V_{2а} \ вт, \qquad (10.32)$$

где удельные потери на гистерезис

$$P_{г0} = 4B_m \cdot H_m \cdot k_в k_{\Delta k} \ k_{\Delta H} \ \cdot 10^{-4} \ дж/см^3. \qquad (10.33)$$

Величина этой мощности не должна заметно отличаться от мощности $P_{э.п}$, найденной по (7.5), если выбранные в начале расчета значения β, $k_{в\,m}$ и $B_{m\gamma}$ соответствуют найденным.

10.4. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК

Механическая характеристика

Расчет механической характеристики $M = f(n)$ СГД в асинхронной части ($n < n_с$) вызывает в общем случае большие затруднения из-за искажения ее, связанного с влиянием высших гармонических. В настоящее время возможно оценить лишь характерные точки $M = f(n)$ — в пуске и при максимальной синхронной мощности. Однако, если при проектировании выполнены необходимые требования для снижения высших гармонических, то в кривой момента СГД обычно нет особо заметных искажений.

Пусковой момент определяется по мощности, найденной из (10.32):

$$M_п = 955 \cdot \frac{P_э}{n_с} \ \eta_{2п} \ н \cdot см. \qquad (10.34)$$

Снижение момента по мере разгона СГД связано обычно (если обмотка статора выполнена с $q_1 \geqslant 1{,}5$) с возрастанием потерь от зубцовых гармонических. *Максимальный синхронный момент* $M_{с.м}$ СГД может быть определен как

$$M_{с.м} = \frac{M_п}{c_м} \ н \cdot см, \qquad (10.35)$$

а коэффициент механической характеристики $c_м$ приближенно оценивается по рекомендациям разд. 7.1.

С учетом найденных размеров ротора может быть уточнено значение общего кинетического момента ГД и по (5.19) проверено время его разбега. Оно должно достаточно хорошо совпадать с заданным, если требуемая величина расчетной мощности предварительно была правильно выбрана. В противном случае необходима корректировка расчета.

Рабочие характеристики

Расчет рабочих характеристик СГД практически сводится к определению основных его показателей — тока I_1, потребляемой

мощности P_1, к. п. д. η и коэффициента мощности $\cos\varphi$ — в пусковой и рабочей точках *.

Пусковой ток

$$I_{1п}=\sqrt{(I_{\delta\mu}+I_{2\mu})^2+(I_{a0}+I_{2a})^2}\,a. \qquad (10.36)$$

Составляющие тока, затрачиваемого на проведение потока через воздушный зазор и статор, равны:

намагничивающая

$$I_{\delta\mu}=1{,}78\cdot 10^4\,\frac{p\delta' B_\delta}{m_1 k_{w1}\cdot w_{ф1}}; \qquad (10.37)$$

активная

$$I_{a0}=\frac{\Delta P_{ст1}}{m_1 k_E U}, \qquad (10.38)$$

где потери в стали $\Delta P_{ст1}$ находятся по (10.10).

Составляющие тока статора, затрачиваемого на проведение потока через ротор, при пуске равны:

активная

$$I_{2a}=0{,}55\cdot\frac{d_1(1+\beta)}{m_1 k_{w1} w_{ф1}}\cdot k_{\Delta H}\left(\frac{H_1}{H_m}\right)\cdot H_m\sin\gamma_1; \qquad (10.39)$$

намагничивающая

$$I_{2\mu}=0{,}55\,\frac{d_1(1+\beta)}{m_1 k_{w1} w_{ф1}}\,k_{\Delta H}\left(\frac{H_1}{H_m}\right)\cdot H_m\cdot\cos\gamma_1. \qquad (10.40)$$

Величины напряженности поля H_m (*а/см*), H_c/H_m и $k_{в\,m}$ берутся из характеристик выбранного материала. Относительная амплитуда первой гармоники $\frac{H_1}{H_m}$ и гистерезисный угол γ_1 при пуске находятся на рис. 10.3 по расчетным параметрам $k_{в*}$ и $h_c{}^*$ определяемым по (10.4) и (10.5).

Номинальный ток $I_{1н}$ определяется по выражениям (10.36)—(10.40). Значения H_1/H_m и $\gamma_{1н}$ находятся при этом с помощью рис. 10.3 и уравнений (10.6) и (10.7) по найденной в ходе расчета механической характеристике кратности пускового момента.

Кратность пускового тока $k_I=\frac{I_{1п}}{I_{1н}}$.

Потребляемая мощность при пуске

$$P_{1п}=P_э+\Delta P_{м1п}+\Delta P_{ст1}\ вт, \qquad (10.41)$$

а при номинальной нагрузке

$$P_{1н}=P_{э.н}+\Delta P_{м1н}+\Delta P_{ст1}=\frac{P_{2н}}{\eta_{2н}}+\Delta P_{м1н}+\Delta P_{ст1}. \qquad (10.42)$$

---

* Расчет характеристик СГД по схеме замещения нецелесообразен, ибо пока трудно учесть изменение параметров реального гистерезисного двигателя при изменении его нагрузки.

Номинальная полезная мощность

$$P_{2н} = 1{,}045 \cdot 10^{-3} \cdot M_н \cdot n_с. \qquad (10.43)$$

Потери в меди статора $\Delta P_{м1}$ для пуска и номинального режима находятся по соответствующим значениям токов $I_{1п}$ и $I_{1н}$:

$$\Delta P_{м1} = m_1 I_1^2 \cdot r_1. \qquad (10.44)$$

Если ГД имеет два электродвигателя, то расчет удобно вести для одного двигателя, а затем значения тока и потребляемой мощности должны быть удвоены.

Коэффициент мощности

$$\cos\varphi = \frac{P_1}{m_1 U I_1}, \qquad (10.45)$$

а к. п. д. в номинальном режиме

$$\eta_н = \frac{P_{2н}}{P_{1н}}. \qquad (10.46)$$

Э. д. с. фазы

$$E_1 = \sqrt{(U\sin\varphi - I_1 x_1)^2 + (U\cos\varphi - I_1 r_1)^2}\ в, \qquad (10.47)$$

и если ее величина заметно отличается от выбранной $k_E U$ при определении обмоточных данных, то необходимо внести уточнение в расчет параметров и характеристик СГД.

Следует отметить, что основные показатели СГД могут быть оценены еще до того, как выполнен весь его расчет. Например, по выражению (10.21) можно найти к. п. д. оптимального СГД. Еще более полезны могут быть выражения для основных параметров СГД при его проектировании на любую (в общем случае отличную от оптимальной) индукцию B_δ. Так, для номинального режима

$$\eta_н = \frac{\eta_{2н}}{1 - 0{,}242 \cdot 10^{-6} \dfrac{p^2}{d_1^2} \zeta \dfrac{F_{1н}^2}{P_{э.н}} + \psi_1 \dfrac{B_\delta^2}{P_{э.н}}}; \qquad (10.48)$$

$$\cos\varphi_н = \frac{R}{\sqrt{R^2 + Q^2}}; \qquad (10.49)$$

$$k_{E\,н} = \frac{B_\delta \cdot F_{1н}}{\sqrt{R^2 + Q^2}}, \qquad (10.50)$$

где

$$R = 0{,}203 \cdot 10^4 \frac{d_1}{p} \chi \cdot P_{э\,н} + 0{,}49 \cdot 10^{-3} \frac{p}{d_1} \cdot \frac{\lambda}{\sigma} \zeta F_{1н}^2; \qquad (10.51)$$

$$Q = 0{,}203 \cdot 10^4 \frac{d_1}{p} \frac{\chi}{\operatorname{tg}\gamma_{1н}} \cdot P_{э\,н} + 0{,}79 \cdot 10^{-3} \frac{p^2 \sum \lambda_1}{d_1 Z_1 k_{w1}^2} F_{1н}^2 +$$

$$+ 1{,}6 \cdot 10^4 \delta' B_\delta^2; \qquad (10.52)$$

$$F_{1н}^2 = 0{,}41 \cdot 10^7 \cdot \frac{\chi^2}{\sin^2 \gamma_{1н}} \cdot \frac{d_1^2}{p^2} \frac{P_{э.н}^2}{B_\delta^2} + 0{,}65 \cdot 10^8 \frac{d_1}{p} \frac{\chi}{\operatorname{tg} \gamma_{1н}} \delta' P_{э.н} + 2{,}56 \cdot 10^8 \cdot (\delta')^2 B_\delta^2, \quad (10.53)$$

а ψ_1, ζ, χ находятся соответственно по (10.11), (10.22) и (10.25).

10.5. ПОРЯДОК ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО РАСЧЕТА

Проектирование СГД на начальной стадии, включающей разработку его механической части, не отличается принципиально от расчета АГД и выполняется в последовательности, изложенной в разд. 6.5. Собственно гистерезисный двигатель проектируется в следующем порядке:

1. Определяются основные размеры — $d_н$, $d_{вн}$, $d_п$, L_1, L_2, номинальный момент $M_н$ и электромагнитная мощность $P_{э.п}$ (разд. 7.1).
2. Выбирается коэффициент k_d (разд. 7.3) и относительная площадь пазов статора $\xi_{п1}$ (разд. 7.4).
3. Выбирается тип обмотки, число зубцов и шаг обмотки статора (разд. 8.1).
4. Проверяется технологическая выполнимость статора (по (7.16)).
5. Определяются главные размеры статора (разд. 8.2).
6. Предварительно выбирается материал ротора (разд. 10.1).
7. Рассчитывается требуемая индукция в воздушном зазоре (разд. 10.2).
8. Проверяется насыщение магнитной цепи — по величине индукций в зубце и спинке статора: $B_1 = B_\delta / \left(\frac{B_\delta}{B_1} \right) \leqslant 1{,}1 \div 1{,}2$ *тл*, где $\frac{B_\delta}{B_1}$ находится по (7.15).
9. Выбирается материал и определяются размеры ротора (разд. 10.3). В ходе расчетов по пп. 7—9 может быть скорректирован выбор k_d и основных размеров статора).
10. Определяются размеры штампа статора (разд. 8.2).
11. Рассчитываются обмоточные данные и сопротивления обмотки статора (разд. 8.3).
12. Рассчитывается магнитная цепь и потери в стали статора (разд. 8.4). (Уточнение коэффициента заполнения паза $k_{з.п}$ по п. 11 и коэффициента насыщения $k_{\mu 1}$ по п. 12 могут потребовать некоторого уточнения индукции B_δ).
13. Определяются пусковой и максимальный синхронный моменты (разд. 10.4), уточняется кинетический момент и проверяется время разбега ГД.
14. Определяются рабочие характеристики СГД (разд. 10.4).
15. Анализируются полученные результаты.

ЛИТЕРАТУРА

К главе первой

1. 1. Бертинов А. И., Электрические машины авиационной автоматики, Оборонгиз, 1961.

1. 2. Венгеров В. А., Селезнев С. Р., Дрейф гироскопа от собственной разбалансировки и внешних вибраций, Изв. АН СССР, «Механика и машиностроение», 1962, № 3.

1. 3. Голахен Г., Гироскопы, основанные на новых принципах, «Вопросы ракетной техники», 1960, № 1 (61).

1. 4. Данилин В. П., Гироскопические приборы, изд. «Высшая школа», 1965.

1. 5. Ишлинский А. Ю., Механика гироскопических систем, АН СССР, 1963.

1. 6. Климов ...

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
24	9 сверху, 8 снизу	$Г \cdot см^2/сек$	$г \cdot см^2/сек$
26	3 снизу	Максимальное отношение	Отношение
58	Формула (3. 9)	$\left(\frac{\sin\beta_0 + \varrho_{z0}}{\cos\beta_0 + \varrho_x \cos\varphi_i^*}\right)$	$\left(\frac{\sin\beta_0 + \varrho_{z0}}{\cos\beta_0 + \varrho_x \cos\varphi_i^*}\right)^2$
135	Формула (5. 16)	$N_д \cdot \frac{J d\Omega}{M_д(\Omega) - M_c(\Omega)} =$	$\frac{J d\Omega}{M_д(\Omega) - M_c(\Omega)} =$

Заказ 1049 2462

... образцов, ЖТФ, 1936, т. VI, вып. 7.

2. 3. Бабаева Н. Ф., и др., Детали и элементы гироскопических приборов, Судпромгиз, 1962.

2. 4. Жолдак С. А., Технология изготовления малогабаритных гиромоторов, Судпромгиз, 1961.

2. 5. Ковалев М. П., Моржаков С. П., Терехова К. С., Динамическое уравновешивание роторов гироскопических систем, Оборонгиз, 1962.

2. 6. Павлов В. А., Основы конструирования гироскопических приборов, Оборонгиз, 1946.

2. 7. Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б., Валы и оси. Расчет и конструирование, Машгиз, 1959.

2. 8. Справочник машиностроителя, Машгиз, 1951.

2. 9. Schoeman R. H., Rocks E. S., Berillium: best bet for gyro structures, Space Aeronautics, March, 1961.

2. 10. Westfelt G. P., Motor design for a high-speed electrically driven gyroscope, Electrical Engineering, May, 1950.

$$F_{1н}^2 = 0{,}41 \cdot 10^7 \cdot \frac{\chi^2}{\sin^2 \gamma_{1н}} \cdot \frac{d_1^2}{p^2} \frac{P_{э.н}^2}{B_\delta^2} + 0{,}65 \cdot 10^8 \frac{d_1}{p} \frac{\chi}{\operatorname{tg} \gamma_{1н}} \delta' P_{э.н} +$$

$$+ 2{,}56 \cdot 10^8 \cdot (\delta')^2 B_\delta^2, \qquad (10.53)$$

а ψ_1, ξ, χ находятся соответственно по (10. 11), (10. 22) и (10. 25).

10. 5. ПОРЯДОК ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО РАСЧЕТА

Проектирование СГД на начальной стадии, включающей разработку его механической части, не отличается принципиально от расчета АГД и выполняется в последовательности, изложенной в ра: … гистерезисный двигатель проектируется в сле

1.
наль
2
щад
3
(раз
4
(7. 1
5
6
(ра
дук

$\frac{B_\delta}{B_1}$

10.
выбор k_d и основных размеров …

10. Определяются размеры штампа статора (разд. 8. 2).

11. Рассчитываются обмоточные данные и сопротивления обмотки статора (разд. 8. 3).

12. Рассчитывается магнитная цепь и потери в стали статора (разд. 8. 4). (Уточнение коэффициента заполнения паза $k_{з.п}$ по п. 11 и коэффициента насыщения $k_{\mu 1}$ по п. 12 могут потребовать некоторого уточнения индукции B_δ).

13. Определяются пусковой и максимальный синхронный моменты (разд. 10. 4), уточняется кинетический момент и проверяется время разбега ГД.

14. Определяются рабочие характеристики СГД (разд. 10. 4).

15. Анализируются полученные результаты.

ЛИТЕРАТУРА

К главе первой

1.1. Бертинов А. И., Электрические машины авиационной автоматики, Оборонгиз, 1961.

1.2. Венгеров В. А., Селезнев С. Р., Дрейф гироскопа от собственной разбалансировки и внешних вибраций, Изв. АН СССР, «Механика и машиностроение», 1962, № 3.

1.3. Голахен Г., Гироскопы, основанные на новых принципах, «Вопросы ракетной техники», 1960, № 1 (61).

1.4. Данилин В. П., Гироскопические приборы, изд. «Высшая школа», 1965.

1.5. Ишлинский А. Ю., Механика гироскопических систем, АН СССР, 1963.

1.6. Климов Д. М., О движении гироскопа в кардановом подвесе с коаксиально посаженным ротором, ДАН СССР, 1959, т. 124, № 3.

1.7. Пельпор Д. С., Гироскопические приборы и автопилоты, изд. «Машиностроение», 1964.

1.8. Сломянский Г. А. и Прядилов Ю. Н., Поплавковые гироскопы и их применение, Оборонгиз, 1958.

1.9. Сифф Э. Дж., Эммерич К. Л., Введение в гироскопию, изд. «Машиностроение», 1965.

1.10. Харламов С. А., О движении гироскопа в кардановом подвесе при наличии момента вокруг оси собственного вращения, ДАН СССР, 1961, т. 139, № 2.

1.11. Kayton M., Drift of a stable platform caused by gyro rotor unbalance, „AIAA Guidance and Control“, Conference august 12—14, 1963, Massachusetts.

1.12. Goodman L. E., Robinson A. R., Thermal drift of floated gyroscopes, Journal of Applied Mechanics, 1957, v. 24, No. 4.

1.13. Savet P. H., Gyroscopes: theory and design, McGraw—Hill Book Company. 19.1.

1.14. Progress Astronautics and Rocketry, v. 8, „Guidance and Control“, An American Rocket Society Series, New-York—London, 1962.

1.15. Slater I. M. Inertial guidance sensors, New-Vork, 1964.

К главе второй

2.1. Антипов Е. Ф., Асс Б. А., Жукова Н. М., Детали и узлы авиационных приборов и их расчет, изд. «Машиностроение», 1966.

2.2. Афанасьев Н. Н., Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе круглых образцов, ЖТФ, 1936, т. VI, вып. 7.

2.3. Бабаева Н. Ф., и др., Детали и элементы гироскопических приборов, Судпромгиз, 1962.

2.4. Жолдак С. А., Технология изготовления малогабаритных гиромоторов, Судпромгиз, 1961.

2.5. Ковалев М. П., Моржаков С. П., Терехова К. С., Динамическое уравновешивание роторов гироскопических систем, Оборонгиз, 1962.

2.6. Павлов В. А., Основы конструирования гироскопических приборов, Оборонгиз, 1946.

2.7. Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б., Валы и оси. Расчет и конструирование, Машгиз, 1959.

2.8. Справочник машиностроителя, Машгиз, 1951.

2.9. Schoeman R. H., Rocks E. S., Berillium: best bet for gyro structures, Space Aeronautics, March, 1961.

2.10. Westfelt G. P., Motor design for a high-speed electrically driven gyroscope, Electrical Engineering, May, 1950.

2.11. Wigotsky V. W., „Matched“ materials and moving copper conductors improve gyro precision, Design News, 1961, v. 16, No. 20.

2.12. Meyerhoff H. P., Skaggs R. L., Momentum ring for gyroscope, Material in Design Engineering, 1963, v. 57, No. 5.

2.13. Gyro spin motor has encapsulated stator, Space Aeronaut, 1961, 36, No. 3.

2.14. Cochin I,. Compliance of nonuniform gimbals, Aerospace Engineering, 1961, v. 20, No. 4.

2.15. Альпер Н. Я., Горжевский И. И., Синхронный гиромотор, Авторское свидетельство, 42с, 25_{50} № 112362, заявлено 16.II.1953.

2.16. Суковатов Л. Г., Венгеров В. А., Синхронный симметричный гиромотор, Авторское свидетельство, 42с, 25_{51} № 163371, заявлено 23.IV.1963.

2.17. Ткачев Л. И., Чувствительный элемент прецизионных гироскопических приборов для пространственной ориентировки летательных аппаратов, Авторское свидетельство, 42с, 25_{50} № 113446, заявлено 29.II.1949.

2.18. Шейнберг С. А., Гироскоп, вращающийся на воздушной подушке, Авторское свидетельство 42с, 35_{10} № 63095, заявлено 2.IV.1939.

2.19. Aumuller E. F., Lynbrook N. Y., Compensated gyroscope, patent, USA, Cl. 74—5.7, No. 2, 880, 616, 7. IV. 1959.

2.20. Barkalow C. E., Huntington N. Y., Gyroscopic rotor frame, patent, USA, Cl. 74—5, No. 2, 641, 132, 9. VI. 1953.

2.21. Burgwin S. L., Gale B. M., Goodman L. E., Sensitive instrument, patent, USA, Cl. 74—5, No. 2, 928, 281, 15.III.1960.

2.22. Freebairn D. L., Ir Wnittier, I. S. Acterman, Internal gimbal gyroscope, patent, USA, Cl. 74—5. 7, No. 2, 978, 913, 11. IV. 1961.

2.23. Krupick W. I., Floated gyro, patent, USA, Cl. 74—5.4, No. 2, 856, 777, 21.X.1958.

2.24. Schoeppel I. F., Will Ch. H., Pittman R., Rotative device, patent, USA, Cl. 74—5. 7, No. 2, 969, 682, 31.1.1961.

К главе третьей

3.1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Подшипники качения (справочник), Машгиз, 1960.

3.2. Воронцов С. П., Майоров С. А., Приборные шарикоподшипники, Оборонгиз, 1951.

3.3. Капица П. Л., Гидродинамическая теория смазки при качении, ЖТФ, 1955, т. 25, вып. 4.

3.4. Ковалев М. П., Сепараторы высокоскоростных приборных шарикоподшипников из полимерных материалов. Изв. Вузов, «Приборостроение», 1958, № 4.

3.5. Локтаев В. С., Влияние технологических факторов на точность сборки гиромоторов, Труды МАТИ, 1964, № 59.

3.6. Матвеевский Р. М., Исследование трения в приборных шарикоподшипниках, Машгиз, 1957.

3.7. Новиков Л. З., Статика радиально-упорного шарикоподшипника, Изв. АН СССР, «Механика и машиностроение», 1963, № 5.

3.8. Пальмгрен А., Шариковые и роликовые подшипники, Машгиз, 1949.

3.9. Рабко В. Б., К вопросу определения потерь на трение качения при больших скоростях и нагрузках, Изв. Сиб. отд. АН СССР, 1964, № 2.

3.10. Харламов С. А., О жесткости радиально-упорного шарикового подшипника с осевым натягом, Изв. АН СССР, «Механика и машиностроение», 1962, № 5.

3.11. Шейнберг С. А., Газовая смазка подшипников скольжения, Сб. «Трение и износ в машинах», Изв. АН СССР, 1953, VIII.

3.12. Ausman I. S., Wildman M., How to design hydrodynamic gas bearings, Product Engineering, 1957, v. 28, No. 25.

3.13. Burckhardt M., Zur Konstruction und Berechnung raschlaufendert Wälzlager, Konstruction, 1962, 14, No. 12.

3.14. Chironis N., New data on gas bearings, Product Engineering, 1964, v. 35, No. 25.

3.15. Karlheinz K., Die Starrheit des vorgespannten Schragkugellagerpaares bei radialer Belastung, Industrie — Anzeiger, 1960, 82, No. 103.

3.16. Oliver F. I., Ball bearings designed to meet special application, Electro — Technology, 1963, v. 71, No. 2, 3, 4.

3.17. Ortman F. W., Green H. M., Jsoelasticity in gyro rotor bearings, ASME Paper, No. 57—F—34.

3.18. Riesgraph M. H. Ceramic gyroscope motor spins on gas cushion, Materials in Design Engineering, 1961, v, 53, No, 5.

3.19. Schnooll H., Better dynamic preloading of gyro motors, Space/Aeronautics 1964, v. 41, No. 3.

3.20. Schreiber H. H., Die axiale Federung von Kugellagern, Industrie — Anzeiger, 1961, 83, No. 79.

3.21. Slater I. M., High — speed gas bearings for gyroscopes, Military Systems Design, May — June, 1959.

3.22. Sternliht B., Design anb application of gas bearings, Paper ASME, 1964, MD—3.

3.23. Tedric H., Predicting bearing reliability, Machine Design, 1963, 35, No. 1.

3.24. Wunsch H. L., Frictional torque in small ball—bearings at high speeds, Power Transmision, 1962, v. 31, No. 371,

3.25. Lubricating gyroscope rotor (spin—axis) bearings, Scientific Lubrication, 1964, v. 16, No, 5.

К главе четвертой

4.1. Алексеев А. Е., Конструкция электрических машин, ГЭИ, 1958.

4.2. Бессонов А. Г., Методика приближенного расчета аэродинамических потерь гиромоторов, Изв. Вузов, «Приборостроение», 1966, № 3.

4.3. Борисенко А. И., Янтовский Е. И., Тепловое сопротивление воздушного зазора электрической машины, ВЭП, 1957, № 3.

4.4. Готтер Г., Нагревание и охлаждение электрических машин, ГЭИ, 1961.

4.5. Делекторский Б. А., Орлов И. Н., К расчету аэродинамического момента сопротивления гиродвигателя, работающего в воздухе, Изв. Вузов, «Приборостроение», 1965, № 6.

4.6. Делекторский Б. А., Орлов И. Н., Момент аэродинамического сопротивления гиродвигателя, работающего в водороде и гелии, Изв. Вузов, «Приборостроение», 1966, № 4.

4.7. Дорфман Л. А., Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел, Физматгиз, 1960.

4.8. Лойцанский Л. Г., Аэродинамика пограничного слоя, Гостехиздат, 1941.

4.9. Мальцев В. В., Исследование движения охлаждающего газа в воздушном зазоре электрической машины, ВЭП, 1959, № 6.

4.10. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.

4.11. Постников И. М., Счастливый Г. Г., Тепловой расчет закрытых асинхронных электродвигателей типа АО, ВЭП, 1961, № 3.

4.12. Седач В. С., Голощапов В. Н., Момент сопротивления вращению диска с отверстиями, Изв. Вузов, «Энергетика», 1963, № 6.

4.13. Dropkin D., Karmi A., Natural—convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air, Transactions ASME, 1957, v. 79, No. 4.

4.14. Etemad G. A., Free—convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder to ambient air with interferometric study of flow, Transactions ASME, 1955, v. 77, No. 8.

4.15. Kotric R. L., An equivalent thermal cirquit for Nonventilated induction motors, Transactions AIEE, 1954, v. 73, III—B.

4.16. Wendt P., Turbulente Strömungen zwischen zwei rotierenden konaxialen Zylindern, Jngenieur—Archiv, 1933, No. 4.

4.17. Richardson P. D., Saunders O. A., Studies of flow and heat-transfer associated with rotating disc. The Journal of Mechanical engineering science, 1963, v. 5, No. 4.

К главам пятой—десятой

5.1. Апаров Б. П., Машины переменного тока, ОНТИ, 1936.
5.2. Булгаков А. А., Частотное управление асинхронными электродвигателями, изд. «Наука», 1966.
5.3. Горжевский И. И., Гистерезисные электродвигатели, ЦИНТИ. ЭПП, 1959.
5.4. Каасик Ю. П., Несговорова Е. Д., Управляемые асинхронные двигатели, Энергия, 1965.
5.5. Костенко М. П., Электрические машины, ГЭИ, 1949.
5.6. Лопухина Е. М., Сомихина Г. С., Расчет асинхронных микродвигателей однофазного и трехфазного тока, ГЭИ, 1961.
5.7. Мастяев Н. З., Орлов И. Н., Оптимальные соотношения для гистерезисных электродвигателей, «Электричество», 1962, № 7.
5.8. Мастяев Н. З., Орлов И. Н., Некоторые вопросы проектирования гистерезисного двигателя максимального к. п. д., «Электричество», 1963, № 10.
5.9. Мастяев Н. З., Орлов И. Н., Гистерезисные электродвигатели, ч. I, Вопросы теории и применения, МЭИ, 1963.
5.10. Мастяев Н. З., Орлов И. Н., Гистерезисные электродвигатели, ч II, Вопросы проектирования, МЭИ, 1963.
5.11. Гуров Г. И., Делекторский Б. А., Орлов И. Н. Проектирование гистерезисного двигателя с перевозбуждением. Доклады, научно-технической конференции МЭИ. Подсекция проблемной лаборатории по постоянным магнитам, Москва, МЭИ, 1967.
5.12. Мастяев Н. З., Орлов И. Н., Время разбега и влияние его на характеристики гистерезисного гиродвигателя, «Автоматика и телемеханика», 1961, № 9.
5.13. Маслов Н. П., Ципухин Б. А., Шубин А. А., Некоторые вопросы проектирования зубцовой зоны асинхронных микродвигателей, «Электротехника», 1964, № 12.
5.14. Музыка Н. А., Музыка Ю. А., Графический метод исследования гистерезисных двигателей, «Электричество», 1966, № 4.
5.15. Орлов И. Н., Делекторский Б. А., Архипов О. Г., Расчет на ЭЦВМ ряда асинхронных электродвигателей для гироскопов, «Электротехника», 1966, № 3.
5.16. Орлов И. Н., Селезнев А. П., Влияние механических напряжений на магнитные свойства материалов, применяемых для активной части ротора гистерезисного двигателя, Изв. Вузов, «Электромеханика», 1966, № 9.
5.17. Петров Г. Н., Электрические машины, ч. II, ГЭИ, 1963.
5.18. Раевская М. Н., Материалы для роторов гистерезисных двигателей, НДВШ, «Электромеханика и автоматика», 1958, № 1.
5.19. Рихтер Р., Электрические машины, т. IV, ОНТИ, 1936.
5.20. Проектирование электрических машин, Под ред. Сергеева П. С., ГЭИ, 1956.
5.21. Copeland M. A., Slemon G. R., An Analysis of the hysteresis motor, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1964, N 4, 6.
5.22. Roters H. C., The hysteresis motor, AIEE Transactions, 1947, v. 66.
5.23. Teare B. R., Theory of hysteresis motor,torque, AIEE Transactions, 1940. v. 59.
5.24. Medley E., The polariezed hysteresis motor, Machine Design, 1966, v. 38, № 19.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Борис Алексеевич Делекторский,
Николай Зосимович Мастяев,
Игорь Николаевич Орлов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Редактор *С. И. Виноградская* Художник *Н. Т. Дворников*
Техн. редактор *А. Я. Дубинская* Корректор *В. Д. Замчевская*

Т-06916 Сдано в набор 25/X 1967 г. Подписано в печать 19/IV 1968 г.
Формат 60×90/16 Печ. л. 15,75 (Усл. печ. л. 15,75) Уч.-изд. л. 15,63
Бум. л. 7,88 Бумага № 1 Тираж 5000 экз. Заказ 1049/2462
Цена 1 р. 06 к. Тем. план 1967 г. № 174

Издательство «Машиностроение», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3.
Московская типография № 8 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР,
Хохловский пер., 7